

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

ББК 31.361
Д24
УДК 621.18

87-88
31737

Государство для
техники

88-16856a

Рецензенты: предметная комиссия «Котлостроение»
Таганрогского машиностроительного техникума;
В. В. Лебедев, Ф. М. Яхилевич

Двойнишников В. А. и др.

Д24 Конструкция и расчет котлов и котельных установок:
Учебник для техникумов по специальности «Котлостроение»/
В. А. Двойнишников, Л. В. Деев, М. А. Изюмов. — М.:
Машиностроение, 1988. — 264 с.: ил.

ISBN 5-217-00078-3

Приведены сведения по топливам, тепловому балансу котла. Даны конструкции котлов, вспомогательного оборудования, топочных устройств. Рассмотрены основы организации топочных процессов, теплового, прочностного, аэродинамического и гидравлического расчетов котлов, принципы конструирования элементов котла.

Д 2705040000—505 12 — Св. план для сред. спец. учеб.
038 (01)—88 заведений 1988

ББК 31.361

ISBN 5-217-00078-3

© Издательство «Машиностроение», 1988

ПРЕДИСЛОВИЕ

В принятых XXVII съездом КПСС «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» указывается на необходимость эффективнее развивать топливно-энергетический комплекс и реализовать Энергетическую программу СССР. Энергетическая программа СССР рассчитана на длительную перспективу. Она определяет главные направления по развитию и совершенствованию всего топливно-энергетического комплекса страны. Реализация этой программы является одним из необходимых условий для ускорения перевода экономики на интенсивный путь развития, позволит увеличить энерговооруженность различных отраслей народного хозяйства.

Основные положения Энергетической программы СССР в области производства электроэнергии предусматривают:

проведение энергосберегающей политики на базе ускорения научно-технического прогресса;

обеспечение опережающих темпов роста производства электроэнергии по сравнению с темпами роста добычи и производства первичных энергетических ресурсов;

снижение в топливном балансе электростанций вначале доли мазута, а затем и природного газа;

ускоренное развитие крупнейших топливных баз в восточных районах — Канско-Ачинского и Экибастузского топливно-энергетических комплексов;

ускоренное развитие атомной энергетики;

экономически оправданное комплексное освоение гидроэнергетических ресурсов Сибири, Дальнего Востока и Средней Азии.

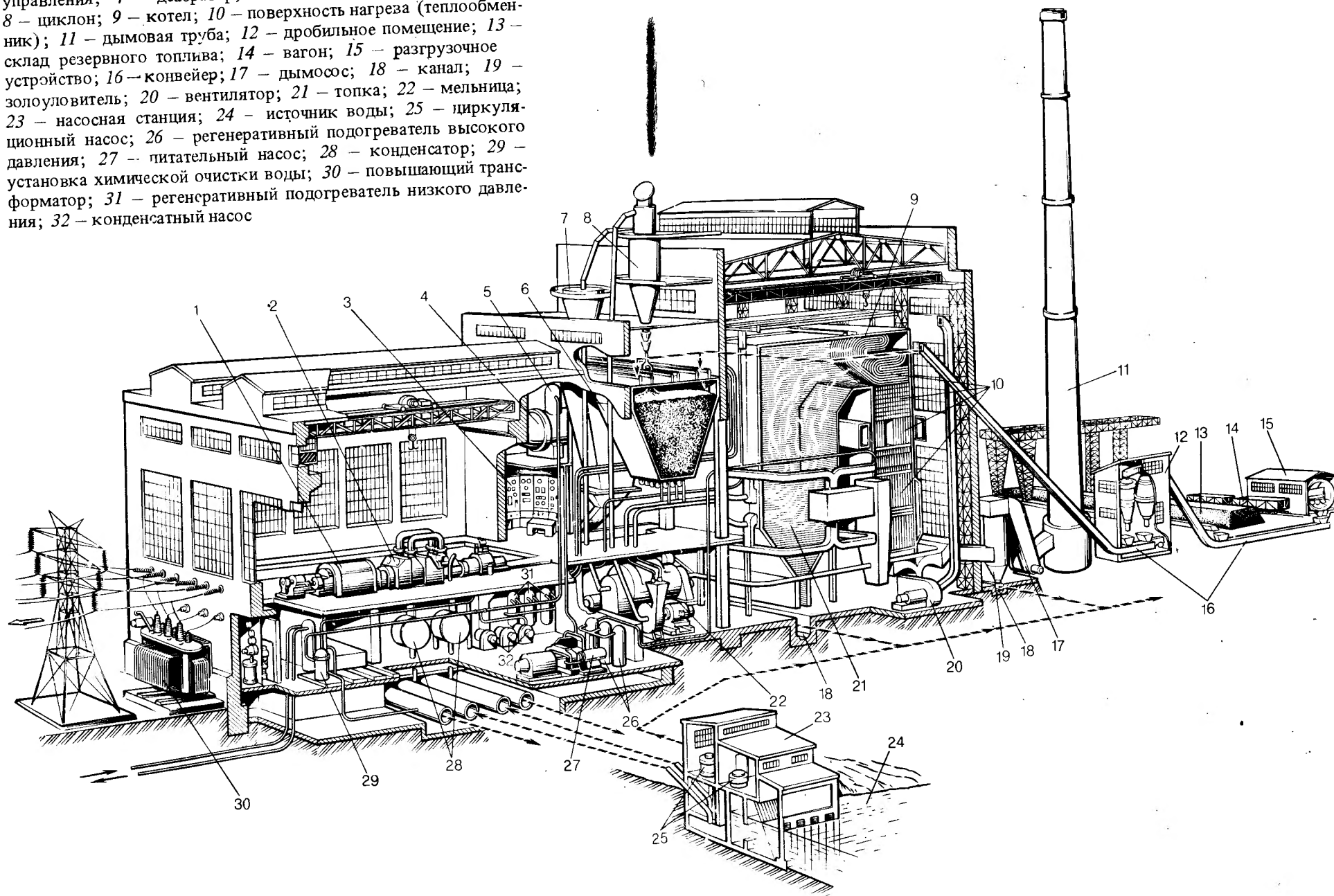
Из общего количества вырабатываемой в нашей стране электроэнергии большая доля приходится на тепловые электростанции. Данное обстоятельство ставит перед теплотехникой сложные и ответственные задачи по экономии топлива, обеспечению надежности оборудования, улучшению его конструктивных решений, направленным на снижение удельной металлоемкости, совершенствованию технологии изготовления, уменьшению сроков монтажа, повышению степени автоматизации управления рабочим процессом, выполнению возрастающих требований по охране окружающей среды.

Успешное решение этих задач, способствующих ускорению социально-экономического развития страны, во многом зависит от уровня конструкторско-технологической подготовки специалистов. Поиск оптимальных конструктивных технических решений неразрывно связан с глубоким знанием процессов, протекающих в проектируемом оборудовании, выбором современной технологии, учетом условий работы оборудования и требований его транспортировки, монтажа и ремонта.

В учебнике изложены основы конструирования важнейшего теплосилового оборудования тепловых электростанций — котла. Рекомендациям по расчету и проектированию, основанным на действующих нормативных документах, сопутствует рассмотрение физической сущности процессов, протекающих в котлах.

Рис. 1. Тепловая электрическая станция:

1 — электрический генератор; 2 — паровая турбина; 3 — пульт управления; 4 — деаэратор; 5 и 6 — бункера; 7 — сепаратор; 8 — циклон; 9 — котел; 10 — поверхность нагрева (теплообменник); 11 — дымовая труба; 12 — дробильное помещение; 13 — склад резервного топлива; 14 — вагон; 15 — разгрузочное устройство; 16 — конвейер; 17 — дымосос; 18 — канал; 19 — золоуловитель; 20 — вентилятор; 21 — топка; 22 — мельница; 23 — насосная станция; 24 — источник воды; 25 — циркуляционный насос; 26 — регенеративный подогреватель высокого давления; 27 — питательный насос; 28 — конденсатор; 29 — установка химической очистки воды; 30 — повышающий трансформатор; 31 — регенеративный подогреватель низкого давления; 32 — конденсатный насос



Предприятия или установки, предназначенные для производства электрической энергии, называются электростанциями. Электроэнергию на них получают путем преобразования других видов энергии. Источниками энергии могут быть движущаяся вода, топливо, атом и нетрадиционные возобновляемые источники (ветровой, приливной, геотермальной, солнечной энергии и др.). Наибольшее распространение в настоящее время получили гидравлические, тепловые и атомные электростанции.

Тепловые электростанции (ТЭС) преобразуют химическую энергию топлива (угля, газа, мазута) в электрическую энергию и теплоту. Электростанции, преобразующие энергию расщепления ядер атомов химических элементов в электрическую энергию и теплоту, называют атомными электростанциями (АЭС).

Тепловая электростанция, оборудованная паровыми турбинами, работающими по конденсационному циклу, называется конденсационной (КЭС). Тепловая электростанция с комбинированным производством электрической энергии и теплоты в теплофикационных паротурбинных установках — это теплоэлектроцентраль (ТЭЦ). ТЭЦ отличается от КЭС наличием отводящих паропроводов к промышленным тепловым потребителям и специальными подогревателями сетевой воды, использующими регулируемые отборы пара из турбины.

Современная электростанция — это сложное предприятие, включающее большое количество различных видов оборудования (тепловосилового, электрического, электронного и др.) и строительных конструкций. Основным тепловосиловым оборудованием ТЭС являются котельная и паротурбинная установки.

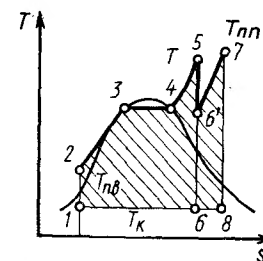
Котельная установка представляет собой совокупность котла и вспомогательных устройств. Она предназначена для получения пара заданных параметров или для нагрева воды под давлением. Последовательность получения и использования пара и преобразования одних видов энергии в другие можно проследить на примере технологической схемы ТЭС, работающей на твердом топливе (рис. 1, см. форзац).

Поступающее на ТЭС топливо (уголь) выгружается из вагонов 14 разгрузочными устройствами 15 и подается через дробиль-

ное помещение 12 конвейерами 16 в бункера сырого топлива или на склад 13 резервного топлива. Уголь размалывается в мельницах 22. Угольная пыль, пройдя сепаратор 7 и циклон 8 из пылевых бункеров 6 вместе с горячим воздухом, подаваемым вентилятором 20, поступает в топку 21 котла 9. Образующиеся в топке высокотемпературные продукты сгорания при движении по газоходам нагревают воду в теплообменниках 10 (поверхностях нагрева) котла до состояния перегретого пара. Пар, расширяясь в ступенях турбины 2, приводит во вращение ротор турбины и соединенный с ним ротор электрического генератора 1, в котором возбуждается электрический ток. Вырабатываемая электроэнергия с помощью повышающих трансформаторов 30 преобразуется в ток высокого напряжения и передается потребителям. В турбине пар расширяется и охлаждается. После турбины пар поступает в конденсатор 28, в котором поддерживается разрежение. Воду в конденсатор подают из природного или искусственного источника 24 циркуляционными насосами 25, расположенными в насосной станции 23. Полученный конденсат насосами 32 перекачивается через обессоливающую установку и подогреватели низкого давления (ПНД) 31 в деаэратор 4. Здесь при температуре, близкой к температуре насыщения, происходит удаление растворенных в воде газов, вызывающих коррозию оборудования, и подогрев воды до температуры насыщения. Восполнение потерь конденсата (утечки через неплотности в трубопроводах станции или в линиях потребителей) производится химически очищенной в специальных установках 29 водой, добавляемой в деаэратор. Дегазированная и подогретая вода (питательная вода) подается питательными насосами 27 в регенеративные подогреватели высокого давления (ПВД) 26, а затем в котел. Цикл преобразования рабочего тела повторяется. Под рабочим телом понимается пар и используемая для этого вода, которую получают специальной обработкой.

Охлажденные в теплообменниках 10 продукты сгорания очищаются от золы в золоуловителях 19 и дымососом 17 через дымовую трубу 11 выбрасываются в атмосферу. Уловленная зола и шлак по каналам 18 гидрозолоудаления направляются в золоотвал. Контроль за работой ТЭС осуществляется с пульта управления 3.

Повышение мощности и параметров (давления, температуры) рабочего тела стало возможным благодаря применению промежуточного перегрева пара (процесс 6' 7, рис. 2). При высоком и особенно сверхкритическом давлении (СКД) в котле без промежуточного перегрева пара на последних ступенях турбины в случае



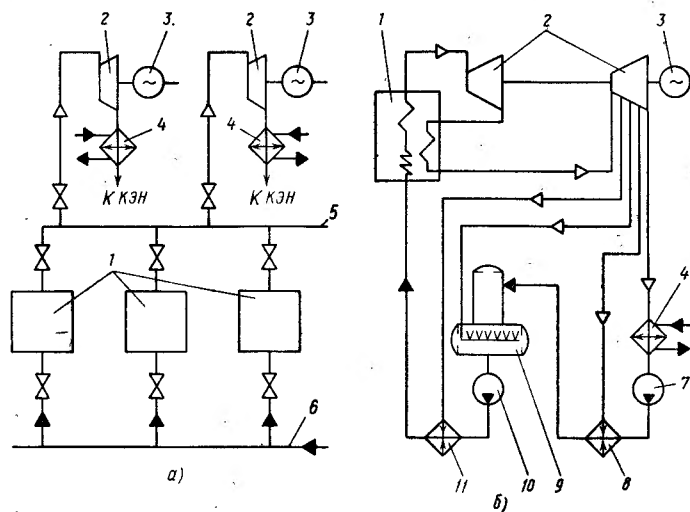


Рис. 3. Принципиальные тепловые схемы ТЭС:

а — с поперечными связями; б — блочной компоновки; 1 — котел; 2 — турбина; 3 — электрический генератор; 4 — конденсатор; 5 — главный паропровод; 6 — питательная магистраль; 7 — конденсатный насос; 8 — ПНД; 9 — деаэрактор; 10 — питательный насос; 11 — ПВД

глубокого охлаждения пара до температуры T_k перед конденсатором (точка б) в паре может оказаться значительное количество влаги. Промежуточный перегрев пара осуществляют до температуры $T_{пп}$ (точка 7), близкой (или несколько выше) к начальной температуре T (точка 5). Для этого в котле устанавливают промежуточные перегреватели.

Промежуточные перегреватели и дополнительные паропроводы «горячего» и «холодного» промежуточного пара с арматурой значительно усложнили тепловую схему ТЭС, схему регулирования работы котлов и турбин на ТЭС с поперечными связями (рис. 3, а). Во все котлы 1 вода подается из общей питательной магистрали 6, а свежий пар собирается в общем главном паропроводе 5. В этом случае все котлы ТЭС соединены трубопроводами воды и пара. В блочных схемах (рис. 3, б) котел 1, турбина 2, генератор 3 и трансформатор не соединены с другим аналогичным оборудованием. Теплосиловое оборудование, связанное таким образом, представляет энергетический блок.

Необходимость тесной взаимосвязи всех элементов энергоблока на различных режимах следует учитывать при проектировании котла, турбины и вспомогательного оборудования, при разработке пусковых схем энергоблоков. Наиболее сложным оборудованием энергоблока являлся котел. По условиям надежности в первом варианте энергоблока устанавливали по два котла (корпуса) на одну турбину — дубль-блоки. Причем котлы имели как одинаковые поверхности нагрева (симметричные дубль-блоки), так и раз-

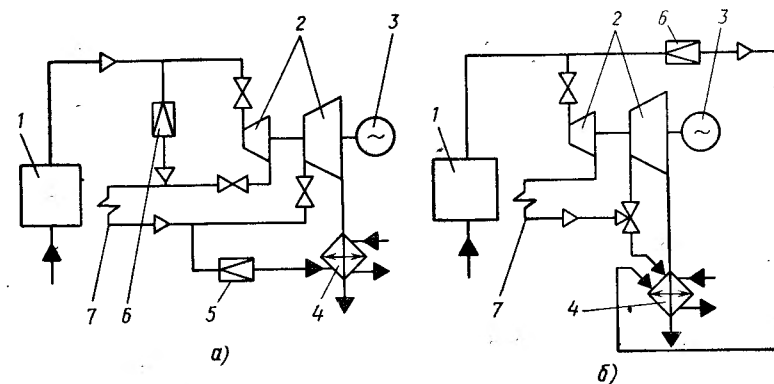


Рис. 4. Принципиальные схемы пуска энергоблоков:
а — двухбайпасная; б — однобайпасная

ные (несимметричные дубль-блоки). Во втором варианте в одном корпусе котла размещали, например, преимущественно промежуточные перегреватели, а в другом — основные. В симметричных дубль-блоках возможна работа одного котла и блока с половинной нагрузкой при остановленном втором котле. Это несколько повышает надежность блока, но увеличивает капитальные затраты. В мощных моноблочных установках (300, 500 и 800 МВт) с каждой турбиной работает однокорпусной котел.

Ввиду неравномерного использования электроэнергии в течение суток, недели, месяца и года возникает необходимость в частых остановках и последующих пусках энергоблоков. При останове энергоблока и отключении генератора 3 и турбины 2 значительные расходы пара, аккумулированного в котле 1 (рис. 4, а), надо быстро сбросить помимо турбины 2 (через байпас) в конденсатор 4. Если в котле имеется промежуточный перегреватель 7, установленный в зоне высоких температур, то, байпасируя цилиндр высокого давления (ЦВД) турбины, пар направляют через редукционно-охладительную установку 6 (РОУ) на охлаждение промежуточного перегревателя. Затем пар подают в конденсатор через РОУ 5. Энергоблоки с такой схемой байпасирования турбины получили название двухбайпасных. Наличие байпасных паропроводов с арматурой и системами регулирования, которые должны срабатывать быстро и синхронно, усложняет работу энергоблока.

В последнее время большое распространение получила однобайпасная схема энергоблока (рис. 4, б). Пар, минуя оба корпуса турбины и промежуточный перегреватель, сразу сбрасывается в конденсатор 4 через пуско-сбросное устройство 6 (ПСБУ). В котлах таких энергоблоков промежуточные перегреватели размещают в зоне умеренных температур. В этом случае пуск энергоблока можно проводить без охлаждения промежуточного перегревателя, т. е. без подачи в него пара.

§ 1. СХЕМА КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ. ТИПЫ КОТЛОВ И ИХ ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В зависимости от назначения котельная установка состоит из котла соответствующего типа и вспомогательного оборудования, обеспечивающего его работу. Котел — это конструктивно объединенный в одно целое комплекс устройств для получения пара или для нагрева воды под давлением за счет теплоты сжигаемого топлива, при протекании технологического процесса или преобразования электрической энергии в тепловую.

Для нормального функционирования котла необходимо обеспечить подготовку и подачу к нему топлива, подачу окислителя для горения, а также удалить образующиеся продукты сгорания, золу и шлак (при сжигании твердого топлива) и др. Вспомогательное оборудование котла — это дутьевые вентиляторы и дымососы для подачи воздуха в котел и удаления из него в атмосферу продуктов сгорания; бункера, питатели сырого топлива и пыли; углеразмольные мельницы для обеспечения непрерывной подачи и приготовления пылевидного топлива требуемого качества; золоулавливающее и золошлакоудаляющее оборудование для очистки дымовых газов от золовых частиц с целью охраны окружающей среды от загрязнения и для организованного отвода уловленной золы и шлака; устройства для профилактической очистки наружной поверхности труб котла от загрязнений; контрольно-измерительная аппаратура; водоподготовительные установки для обработки исходной (природной) воды до заданного качества.

Рассмотрим схему котельной установки (рис. 5) по трактам соответствующего назначения: пароводяного, топливного, воздушного, газового и золошлакоудаляющего. Котел — барабанный, высокого давления с естественной циркуляцией со сжиганием твердого топлива в пылевидном состоянии.

Основными элементами котла являются поверхности нагрева — теплообменные поверхности, предназначенные для передачи теплоты от теплоносителя к рабочей среде (воде, пароводяной смеси, пару или воздуху). В зависимости от процессов преобразования рабочего тела различают нагревательные, испарительные и перегревательные поверхности нагрева.

Теплота от продуктов сгорания может передаваться излучением (радиацией) и конвекцией. В соответствии с этим разли-

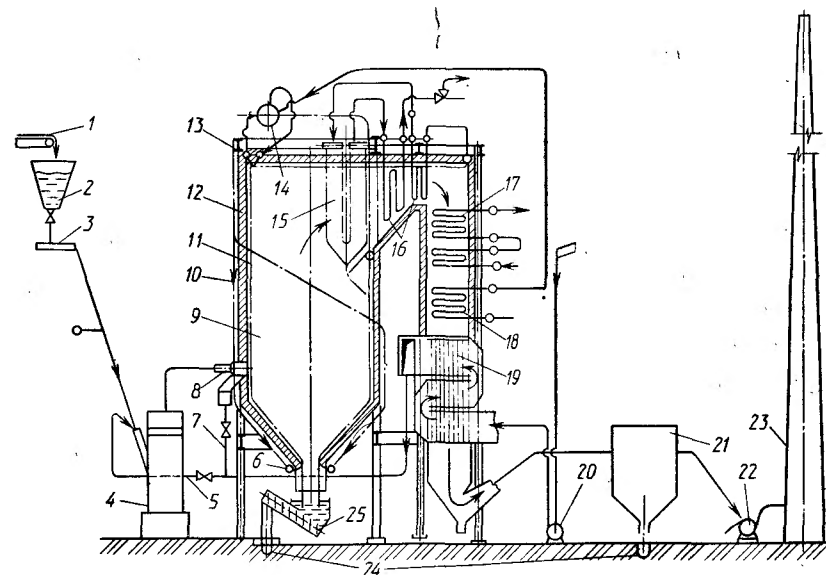


Рис. 5. Схема котельной установки

чают поверхности нагрева радиационные, конвективные и радиационно-конвективные (полурадиационные).

Нагревательной поверхностью является экономайзер 18, предназначенный для подогрева или для подогрева и частичного испарения питательной воды, поступающей в котел. В соответствии с этим различают экономайзеры некипящего или кипящего типа. Экономайзер располагают в зоне относительно невысоких температур в конвективной опускной шахте, они являются конвективными поверхностями нагрева.

Испарительные поверхности нагрева размещают в топке 9 в области наиболее высоких температур или в газоходе, расположенном за топкой. Это, как правило, радиационные или радиационно-конвективные поверхности нагрева — экраны, фестоны, котельные пучки. Экраны 11 — это поверхности нагрева котла, расположенные на стенах топки и газоходов и ограждающие их от воздействия высоких температур. Экраны могут быть установлены внутри топки — двусветные экраны. В этом случае они подвергаются двустороннему облучению.

Следует отметить, что фестон и особенно котельные пучки применяют в котлах среднего давления относительно небольшой производительности. Фестон — полурадиационная поверхность нагрева, располагаемая в выходном окне топки и образованная, как правило, трубами заднего экрана, разведенными на значительные расстояния путем образования многорядных пучков. Котельный пучок — это система параллельно включенных труб конвективной парообразующей поверхности котла, соединенных общими коллекторами или барабанами.

Перегреватели (перегревательные поверхности нагрева) могут быть радиационными, ширмовыми и конвективными. Радиационные перегреватели располагают на стенах топки или на ее потолке и соответственно называют настенным радиационным или потолочным перегревателем. Ширмовые перегреватели 15 — поверхности нагрева, в которых ширмы расположены с большим поперечным шагом (не менее пяти диаметров трубы), — получают теплоту газов излучением и конвекцией примерно в равных количествах.

Конвективные перегреватели 16 устанавливают в газоходах: в переходном горизонтальном или в начале (по ходу газов) конвективной шахты.

Совокупность последовательно расположенных по ходу рабочего тела поверхностей нагрева, соединяющих их трубопроводов и установленных дополнительных устройств составляет пароводяной тракт котла. В основной пароводяной тракт котла, схема которого показана на рис. 5, входят экономайзер 18, отводящие трубы, барабан 14, опускные трубы 10 и нижний распределительный коллектор 6, экраны, потолочный перегреватель, первая и вторая ступени конвективного перегревателя 16. Промежуточный перегреватель 17 является элементом пароводяного тракта промежуточного перегрева пара.

Топливный тракт котла представляет собой совокупность оборудования для подачи топлива к горелкам 8 и подготовки его к сжиганию. Он включает конвейер 1, бункер 2, питатели 3 сырого топлива и пыли, топливные течи и пылепроводы. Бункера сырого топлива, предназначенные для хранения определенного, постоянно возобновляемого запаса топлива, обеспечивают непрерывную работу котла. Питатели сырого топлива — устройства для дозирования и подачи топлива из бункера в мельницу 4, предназначенную для получения угольной пыли требуемого качества. В мельницу одновременно с топливом для его сушки подается сушильный агент, в данном случае воздух (по коробу 5).

Для сжигания топлива используется воздух. В воздушный тракт котельной установки входят заборный воздухопровод, дутьевой вентилятор 20, воздухоподогреватель 19, коробка 5 и 7 первичного и вторичного воздуха. Воздушный тракт (кроме заборного воздухопровода) находится под избыточным давлением, развиваемым дутьевым вентилятором. Подогретый в воздухоподогревателе 19 воздух используется для сушки топлива, что позволяет повысить интенсивность и экономичность его горения. Различают рекуперативные и регенеративные воздухоподогреватели. В рекуперативном (в данном случае трубчатый) воздухоподогревателе теплота от продуктов сгорания к воздуху передается через разделяющую их теплообменную поверхность. В регенеративном воздухоподогревателе передача теплоты от продуктов сгорания к воздуху осуществляется через одни и те же периодически нагреваемые (продуктами сгорания) и охлаждаемые (воздухом) теплообменные поверхности.

Продукты сгорания проходят последовательно все поверхности нагрева и после очистки от золы в золоуловителях 21 выводятся через дымовую трубу 23 в атмосферу. Все это составляет газовый тракт котла, который может находиться под давлением (дутьевого вентилятора) либо, как в рассматриваемой котельной установке, под разрежением. В последнем случае в газовом тракте после золоуловителей установлен дымосос 22.

Шлакоудаляющие устройства 25, золоуловители 21 и каналы 24 входят в тракт золошлакоудаления.

Элементами котла являются обмуровка и каркас. Обмуровка 12 — система огнеупорных и теплоизоляционных ограждений или конструкций, предназначенная для уменьшения тепловых потерь и обеспечения плотности. Каркас 13 — несущая металлическая конструкция, воспринимающая нагрузку от массы котла с находящимся в нем рабочим телом и все другие возможные нагрузки и обеспечивающая требуемое взаимное расположение элементов котла. На каркасе котла предусмотрены площадки обслуживания и переходные лестницы.

Котлы классифицируют в зависимости от вида соответствующего тракта и его оборудования. По виду сжигаемого топлива и соответствующего топливного тракта различают котлы для газообразного, жидкого и твердого топлива.

По газовоздушному тракту различают котлы с естественной и уравновешенной тягой и с наддувом. В котле с естественной тягой сопротивление газового тракта преодолевается под действием разности плотностей атмосферного воздуха и газа в дымовой трубе. Если сопротивление газового тракта (так же, как и воздушного) преодолевается с помощью дутьевого вентилятора, то котел работает с наддувом. В котле с уравновешенной тягой давление в топке и начале газохода (поверхность нагрева 15) поддерживается близким к атмосферному совместной работой дутьевого вентилятора и дымососа. В настоящее время стремятся все выпускаемые котлы, в том числе и с уравновешенной тягой, изготавливать газоплотными.

По виду пароводяного тракта различают барабанные (рис. 6, а, б) и прямоточные (рис. 6, в) котлы. Во всех типах котлов через экономайзер 1 и перегреватель 6 вода и пар проходят однократно. В барабанных котлах пароводяная смесь в испарительных поверхностях нагрева 5 циркулирует многократно (от барабана 2 по опускным трубам 3 к коллектору 4 и барабану 2). Причем в котлах с принудительной циркуляцией (рис. 6, б) перед входом воды в испарительные поверхности 5 устанавливают дополнительный насос 8. В прямоточных котлах (рис. 6, в) рабочее тело по всем поверхностям нагрева проходит однократно под действием напора, развиваемого питательным насосом 7.

В прямоточных котлах докритического давления испарительные экраны 5 располагают в нижней части топки, поэтому их называют нижней радиационной частью (НРЧ). Экраны, располо-

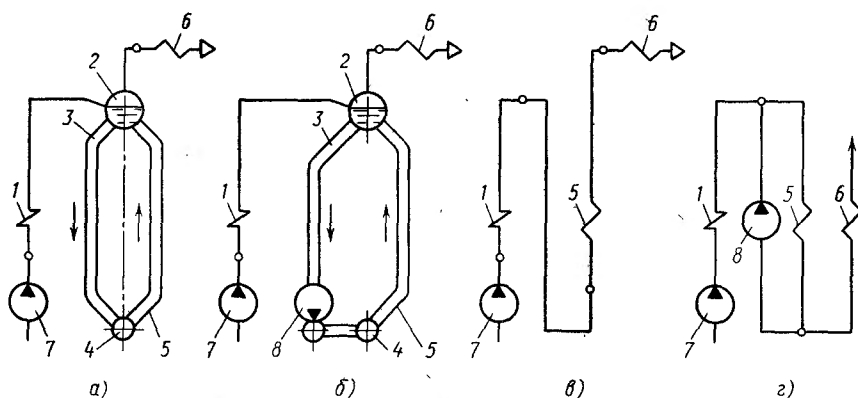


Рис. 6. Схемы пароводяного тракта котла:

а — барабанного с естественной циркуляцией; б — барабанного с принудительной циркуляцией; в — прямоточного; г — прямоточного с принудительной циркуляцией

женные в средней и верхней частях топки, преимущественно являются перегревателями 6. Их соответственно называют средней радиационной частью (СРЧ) или верхней радиационной частью (ВРЧ).

Для увеличения скорости движения воды в некоторых поверхностях нагрева (как правило НРЧ) при пуске прямоточного котла или работе на пониженных нагрузках обеспечивают принудительную рециркуляцию воды специальным насосом 8 (рис. 6, г). Это котлы с рециркуляцией и комбинированной циркуляцией.

По фазовому состоянию выводимого из топки шлака различают котлы с твердым и жидким шлакоудалением. В котлах с твердым шлакоудалением (ТШУ) шлак из топки удаляется в твердом состоянии, а в котлах с жидким шлакоудалением (ЖШУ) — в расплавленном.

Стационарные котлы характеризуются следующими основными параметрами: номинальной паропроизводительностью, давлением, температурой пара (основного и промежуточного перегрева) и питательной воды. Под номинальной паропроизводительностью понимают наибольшую нагрузку (в т/ч или кг/с) стационарного котла, с которой он может работать в течение длительной эксплуатации при сжигании основного вида топлива или при подводе номинального количества теплоты при номинальных значениях пара и питательной воды с учетом допускаемых отклонений.

Номинальные значения давления и температуры пара должны быть обеспечены непосредственно перед паропроводом к потребителю пара при номинальной паропроизводительности котла (а температура также при номинальном давлении и температуре питательной воды).

Номинальная температура промежуточного перегрева пара — это температура пара непосредственно за промежуточным перегре-

1. Номинальные значения основных параметров некоторых типов котлов

Тип котла	Паропроизводительность, т/ч	Абсолютное давление пара, МПа	Состояние или температура пара, °С	Температура промежуточного перегрева пара, °С	Температура питательной воды, °С
Е	100; 160	1,4	250		100
	10; 16; 25; 35	2,4	Насыщенный или перегретый 250	—	
	50; 75; 100; 160	2,4	250	—	
	10; 25; 35; 50; 75; 100; 160	3,9	440	—	145
	(160); 220	9,8	540	—	215
	(210); 320; 420; 500; 820	13,8	560	—	230
Еп, Пп	670	13,8	545	545	240
Пп	1800	13,8	515	515	240
Пп, Кп	1000; 1650; 2650; 3950	25,0	545	542	270

вателем котла при номинальных значениях давления пара, температуры питательной воды, паропроизводительности и остальных параметров пара промежуточного перегрева с учетом допускаемых отклонений.

Номинальная температура питательной воды — это температура воды, которую необходимо обеспечить перед входом в экономайзер или другой подогреватель питательной воды котла (или при их отсутствии — перед входом в барабан) при номинальной паропроизводительности. Основные параметры некоторых типов котлов приведены в табл. 1 (ГОСТ 3619—82 Е).

По давлению рабочего тела различают котлы низкого (менее 1 МПа), среднего (1—10 МПа), высокого (10—22,5 МПа) и сверхкритического давления (более 22,5 МПа). Наиболее характерные особенности котла и основные параметры введены в его обозначение. Согласно ГОСТ 3619—82 Е тип котла и вид сжигаемого топлива обозначают следующим образом: Е — естественной циркуляции; Пр — с принудительной циркуляцией; П — прямоточный; Пп — прямоточный с промежуточным перегревом; Еп — барабанный с естественной циркуляцией и промежуточным перегревом; Т — с твердым шлакоудалением; Ж — с жидким шлакоуда-

лением; Г — газообразное топливо; М — мазут; Б — бурый уголь; К — каменный уголь. Например, котел прямоточный с промежуточным перегревом производительностью 2650 т/ч с давлением 25 МПа температурой пара 545 °С и промежуточного перегрева пара 542 °С на буром угле с твердым шлакоудалением обозначают: Пп-2650—25—545/542 БТ.

§ 2. БАРАБАНЫЕ КОТЛЫ

Барабанные котлы широко применяют на ТЭС. Наличие одного или нескольких барабанов с фиксированной границей раздела между паром и водой является отличительной чертой этих котлов. Питательная вода в них, как правило, после экономайзера 1 (см. рис. 6, а) подается в барабан 2, где смешивается с котловой водой (водой, заполняющей барабан и экраны). Смесь котловой и питательной воды по опускным необогреваемым трубам 3 из барабана поступает в нижние распределительные коллектора 4, а затем в экраны 5 (испарительные поверхности). В экранах вода получает теплоту Q от продуктов сгорания топлива и закипает. Образующаяся пароводяная смесь поднимается в барабан. Здесь происходит разделение пара и воды. Пар по трубам, соединенным с верхней частью барабана, направляется в перегреватель 6, а вода снова в опускные трубы 3.

Объемы барабана, заполненные водой и паром, называют соответственно водяным и паровым, а поверхность их разделяющую — зеркалом испарения. Уровень воды в барабане при работе котла колеблется между низшим и высшим. Низший уровень определяется надежным поступлением воды в опускные трубы, а высший — исключением возможности попадания воды в пароперегреватель. Объем воды между этими уровнями позволяет барабанному котлу некоторое время работать без подачи в него питательной воды.

В экранах за один проход испаряется лишь часть (от 4 до 25 %) поступающей в них воды. Тем самым обеспечивается достаточно надежное охлаждение труб. Предотвратить накопление солей, осаждающихся при испарении воды на внутренней поверхности труб, удается благодаря непрерывному удалению части котловой воды из котла. Поэтому для питания котла допускается использование воды с относительно большим содержанием растворенных в ней солей.

Замкнутую систему, состоящую из барабана, опускных труб, коллектора и испарительных поверхностей, по которой многократно движется рабочее тело, принято называть контуром циркуляции, а движение воды в нем — циркуляцией. Движение рабочей среды, обусловленное только различием веса столбов воды в опускных трубах и пароводяной смеси в подъемных, называют естественной циркуляцией, а паровой котел — барабанным с естественной циркуляцией. Естественная циркуляция возможна лишь

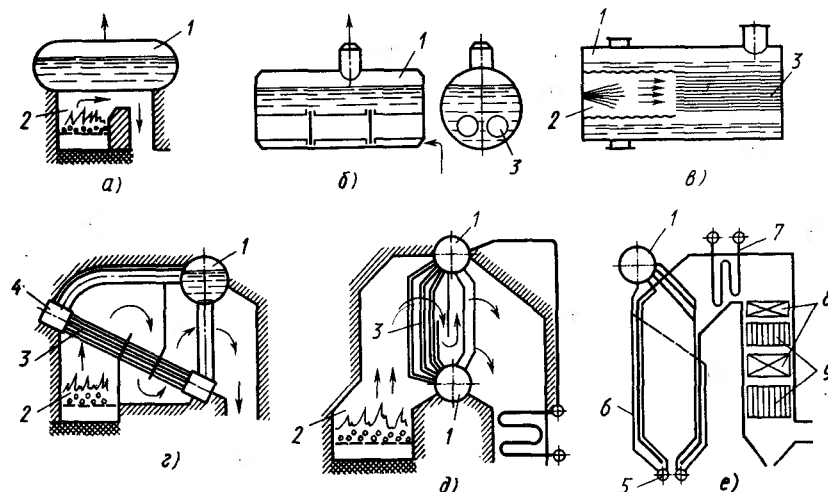


Рис. 7. Схемы котлов:

а — простейшего барабанного; б — жаротрубного; в — комбинированного газотрубного; г — водотрубного; д — вертикально-водотрубного; е — барабанного современной конструкции

в котлах с давлением, не превышающем 18,5 МПа. При большем давлении из-за малой разности плотностей пароводяной смеси и воды устойчивое движение рабочей среды в циркуляционном контуре обеспечить трудно. Если движение среды в циркуляционном контуре создается насосом 8 (см. рис. 6, б), то циркуляция называется принудительной, а паровой котел — барабанным с принудительной циркуляцией. Принудительная циркуляция позволяет выполнять экраны из труб меньшего диаметра как с подъемным, так и опускным движением среды в них. К недостаткам такой циркуляции следует отнести необходимость установки специальных насосов (циркуляционных), которые имеют сложную конструкцию, и дополнительный расход энергии на их работу.

Простейший барабанный котел, используемый для получения водяного пара, состоит из горизонтального барабана 1, на 3/4 объема заполненного водой, и топки 2 под ним (рис. 7, а). Стенки барабана, обогреваемые снаружи продуктами горения топлива, играют роль теплообменной поверхности.

С ростом паропроизводительности резко возросли размеры и масса котла. Развитие котлов, направленное на увеличение поверхности нагрева при сохранении водяного объема, шло по двум направлениям. Согласно первому направлению увеличение теплообменной поверхности достигалось благодаря размещению в водном объеме барабана труб, обогреваемых изнутри продуктами сгорания. Так, появились жаротрубные (рис. 7, б), затем дымогарные и, наконец, комбинированные газотрубные котлы. В жаротрубных котлах в водном объеме барабана 1, параллельно его оси

размещены одна или несколько жаровых труб 3, большого диаметра (500—800 мм), в дымогарных — целый пучок труб 3 малого диаметра. В комбинированных газотрубных котлах (рис. 7, в) в начальной части жаровых труб расположена топка 2, а конвективная поверхность выполнена из дымогарных труб 3. Производительность этих котлов была невелика, ввиду ограниченных возможностей размещения жаровых и дымогарных труб в водяном объеме барабана 1. Их использовали в судовых установках, локомотивах и паровозах. В настоящее время их применяют для получения пара на собственные нужды предприятия.

Второе направление в развитии котлов связано с заменой одного барабана несколькими, меньшего диаметра, заполненными водой и пароводяной смесью. Увеличение числа барабанов привело сначала к созданию батарейных котлов, а замена части барабанов — трубами меньшего диаметра, расположенными в потоке дымовых газов, — к водотрубным котлам. Благодаря большим возможностям увеличения паропроизводительности это направление получило широкое развитие в энергетике. Первые водотрубные котлы имели наклоненные к горизонтали (под углом 10—15°) пучки труб 3, которые с помощью камер 4 присоединялись к одному или нескольким горизонтальным барабанам 1 (рис. 7, г). Котлы такой конструкции получили название горизонтально-водотрубных. Среди них особо следует выделить котлы талантливой конструкции В. Г. Шухова. Прогрессивная идея, связанная с разделением общих камер, барабанов и трубных пучков на однотипные группы (секции) одинаковой длины и тем же числом труб, заложенная в конструкцию, позволила осуществлять сборку котлов разной паропроизводительности из стандартных деталей. Но такие котлы не могли работать при переменных нагрузках.

Создание вертикально-водотрубных котлов — следующий этап развития котлов. Пучки труб 3, соединяющие верхние и нижние горизонтальные барабаны 1, стали располагать вертикально или под большим углом к горизонту (рис. 7, д). Повысилась надежность циркуляции рабочей среды, обеспечился доступ к концам труб и тем самым упростилась процесс вальцовки и очистки труб. Совершенствование конструкции этих котлов, направленное на повышение надежности и эффективности их работы, привело к появлению современной конструкции котла (рис. 7, е): однобарабанного с нижним коллектором 5 небольшого диаметра; опускными трубами 6 и барабаном 1, вынесенными из зоны обогрева за обмуровку котла; полным экранированием топки; конвективными пучками труб с поперечным омыванием продуктами сгорания; предварительным подогревом воздуха 9, воды 8 и перегревом пара 7.

Конструктивная схема современного барабанного котла определяется его мощностью и параметрами пара, видом сжигаемого топлива и характеристиками газовоздушного тракта. Так, с ростом давления меняется соотношение между площадями нагрева-

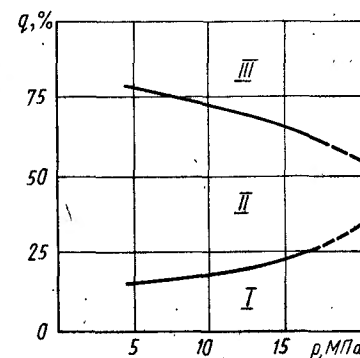
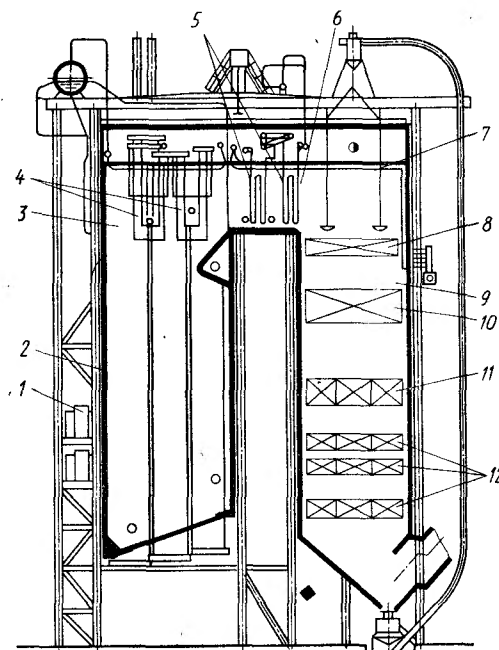


Рис. 8. Изменение доли теплоты q , затраченной на подогрев, испарение воды и перегрев пара, в зависимости от давления p рабочего тела:

I — зона подогрева; II — зона испарения; III — зона перегрева

Рис. 9. Схема барабанного котла с естественной циркуляцией Еп-640—13,8—540 ГМ



тельных, испарительных и перегревательных поверхностей. Увеличение давления рабочего тела от $p = 4$ МПа до $p = 17$ МПа приводит к уменьшению доли теплоты q , затраченной на испарение воды с 64 до 38,5 % (рис. 8). Доля теплоты, расходуемой на подогрев воды, увеличивается при этом с 16,5 до 26,5 %, а на перегрев пара — с 19,5 до 35 %. Поэтому с повышением давления растут площади нагревательной и перегревательной поверхностей, а площадь испарительной поверхности уменьшается.

На рис. 9 приведена схема барабанного котла с естественной циркуляцией Еп-640 — 13,8—540/540 ГМ. Котел предназначен для получения пара при сжигании газа и работы в блоке с турбиной мощностью 200 МВт. Номинальная производительность 640 т/ч, рабочее давление пара на выходе из котла 13,8 МПа, температура свежего пара и пара промежуточного перегрева 540 °С. Котел включает топку 2, конвективную шахту 9 и горизонтальный газосборник 6, соединяющий топку с конвективной шахтой. Топка призматической формы (в плане представляет прямоугольник 18,6 × 7,35 м) экранирована трубами испарительной поверхности диаметром 60 × 6 мм. Все экраны 3 с помощью тяг подвешены к металлоконструкциям потолочного перекрытия и могут свободно расширяться вниз. Для уменьшения влияния неравномерности обогрева на циркуляцию экраны секционированы: трубы с коллекторами выполнены в виде отдельных панелей, каждая из которых представляет собой отдельный циркуляционный контур.

Топка оборудована двенадцатью газомазутными горелками 1, установленными в два яруса на одной стенке. В ее верхней части расположен ширмовый перегреватель 4. В горизонтальном газоходе помещены два пакета конвективного перегревателя 5 высокого давления.

Потолок топки, горизонтального газохода и поворотной камеры экранированы трубами перегревателя 7 высокого давления.

В конвективной шахте размещены (последовательно по ходу газов) выходной 8 и входной 10 пакеты перегревателя низкого давления, первая (по ходу пара) ступень 11 перегревателя высокого давления и экономайзер 12. Два регенеративных воздухоподогревателя (РВП) установлены вне здания котельной.

§ 3. ПРЯМОТОЧНЫЕ КОТЛЫ

В прямоточных котлах отсутствует барабан. Питательная вода в них, как и в барабанных котлах, последовательно проходит экономайзер 1 (см. рис. 6, в), испарительные 5 и перегревательные 6 поверхности. Движение рабочей среды в поверхностях нагрева однократное и создается питательным насосом. Из испарительной поверхности выходит пар. Это позволяет отказаться от металлоемкого барабана. Надежное охлаждение металла труб испарительной поверхности обеспечивается соответствующими скоростями движения рабочей среды. В прямоточных котлах нет четких границ между экономайзерной, испарительной и пароперегревательной поверхностями. Изменение параметров питательной воды (температуры, давления), характеристик топлива, воздушного режима приводит к изменению соотношения площадей этих поверхностей. Так, при снижении давления в котле уменьшаются размеры экономайзерного участка (зона подогрева), увеличивается испарительная зона (ввиду роста теплоты парообразования) и несколько сокращается зона перегрева.

Прямоточные котлы по сравнению с барабанными имеют значительно меньший аккумулирующий объем рабочего тела. Поэтому при их работе необходима четкая синхронизация подачи воды, топлива и воздуха.

Прямоточные котлы могут быть как докритического, так и сверхкритического давления. Требования к качеству питательной воды у них значительно выше, чем у барабанных. Даже, когда содержание солей в ней измеряется миллионными долями грамма, вследствие постоянного роста отложений в трубах прямоточные котлы

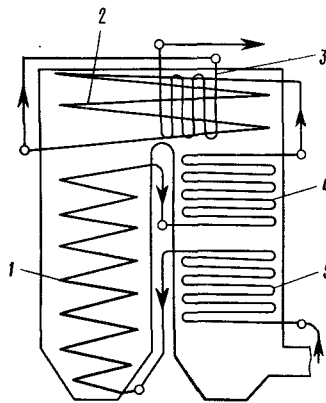


Рис. 10. Схема прямоточного котла Рамзина

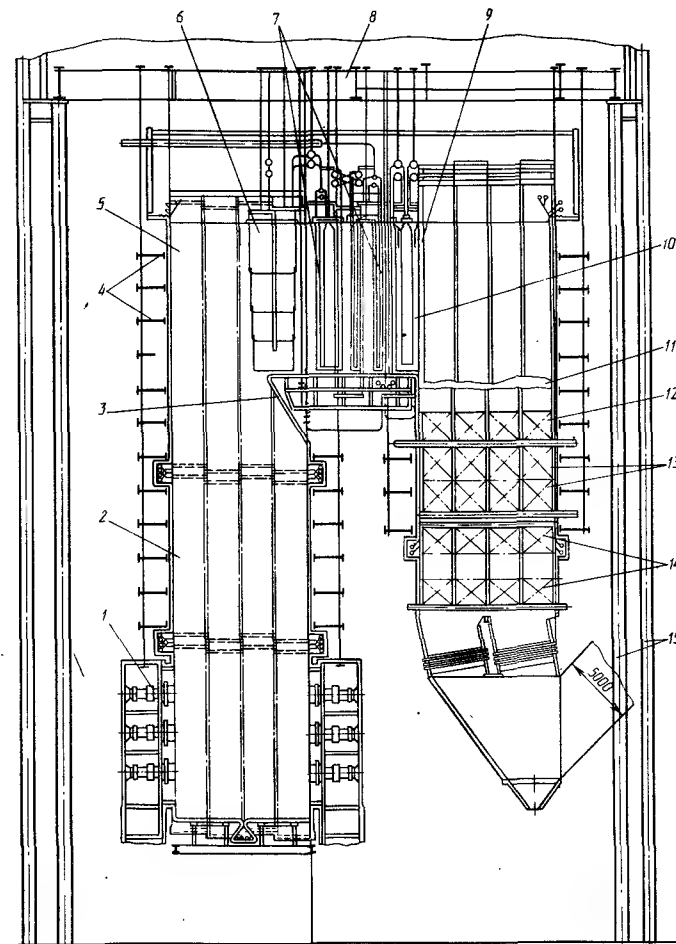


Рис. 11. Конструкция современного прямоточного котла Пп-3950—25,5—545 ГМ (ТГМП—1202)

приходится периодически останавливать и подвергать кислотной промывке. Наиболее интенсивное отложение солей происходит при завершении испарения влаги и начале перегрева пара, что может привести к перегосу труб. Поверхность нагрева, в которой происходит этот процесс, называют переходной зоной. В котлах докритического давления эту зону размещают в конвективной шахте в области умеренных температур. При сверхкритическом давлении переходная зона менее выражена и ее не выделяют в отдельную поверхность нагрева.

Появление прямоточных котлов связано со стремлением упростить конструкцию, отказаться от громоздкого барабана. Создание прямоточных котлов в нашей стране связано с именем профессора Л. К. Рамзина.

В котле Рамзина (рис. 10) вода из экономайзера 5 обычной конструкции направляется по необогреваемым трубам во входные коллектора радиационной части, разделенной по высоте на НРЧ, СРЧ и ВРЧ. Нижняя радиационная часть 1 выполнена в виде ленты труб с горизонтально-подъемной навивкой по стенам топки. В НРЧ вода нагревается до кипения и примерно 80 % ее испаряется. Из НРЧ пароводяная смесь направляется в переходную зону 4, расположенную в конвективном газоходе. В некоторых котлах пар после переходной зоны увлажняют путем впрыска воды. Соли, растворенные в паре, частично переходят в воду и удаляются вместе с ней. Затем пар поступает в СРЧ 2 — первую ступень радиационного перегревателя, и дальше в ВРЧ — вторую ступень радиационного перегревателя, в потолочные трубы и выходной конвективный перегреватель 3, а оттуда в турбину.

Конструкция современного прямоточного котла Пп-3950 — 25,5—545 ГМ (ТГМП 1202) приведена на рис. 11. Газомазутный котел предназначен для работы под наддувом в блоке с турбиной мощностью 1200 МВт. При конструировании котла были приняты следующие конструктивные решения. Компоновка П-образная с подвеской котла на хребтовые балки 8, передающие нагрузку на колонны 15 здания. Исполнение газоплотное. Топка 2 призматическая с размером в плане $31,28 \times 10,42$ м, открытая, с верхним пережимом 3. Панели экранов 5 цельносварные из труб диаметром 32×6 мм. Для увеличения жесткости панелей предусмотрены горизонтальные балки 4. Вихревые горелки 1 расположены на стенах топки встречно, в три яруса. Движение среды в экранах топки одноходовое. Перегреватель сверхкритического давления расположен в горизонтальном газоходе 9. Он состоит из последовательно расположенных в газовом тракте ширм 6 и двух пакетов конвективного перегревателя 7. Регулирование температуры перегрева осуществляется двумя впрысками воды. Тракт низкого давления пара состоит из регулирующего 13, промежуточного 12 и выходного 10 пакетов. Через регулирующий пакет при нормальной нагрузке котла проходит около 30 % пара, остальные 70 % байпасируются мимо пакета. После смешения в коллекторе пар поступает в промежуточный пакет, а оттуда в выходной. Экономайзер 14, расположенный в опускном газоходе 11, состоит из двух пакетов. С котлом работают воздухоподогреватели регенеративного типа.

ГЛАВА 2. ТОПЛИВО. ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА

§ 4. КЛАССИФИКАЦИЯ ТОПЛИВА И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКА

Под энергетическим топливом понимают горючие вещества, которые экономически целесообразно использовать для получения тепловой и электрической энергии. По агрегатному состоянию топлива делят на твердые, жидкие и газообразные. По происхождению — на природные, образовавшиеся из остатков растительного и животного происхождения в течение длительного времени, и искусственные, полученные в результате переработки природных топлив. К первым относятся уголь, нефть, природный газ. Ко вторым — кокс, брикеты, отходы углеобогащения, дизельное топливо, мазут, доменный, коксовый и генераторный газы.

Топливо состоит из горючей и минеральной части и влаги. В состав горючей части входят углерод С, водород Н и сера S, находящиеся в сложных соединениях с кислородом О и азотом N. Важной характеристикой топлива является теплота сгорания. Теплота сгорания — количество теплоты, выделяющейся при полном сгорании топлива. Различают низшую и высшую теплоту сгорания.

Углерод является основной частью топлива. Чем больше его в составе, тем выше теплота сгорания топлива. Содержание углерода по массе в твердом топливе колеблется от 25 (сланец и торф) до 70 % (антрацит). Водород содержится в топливе в небольшом количестве 2—10 %. Теплота его сгорания в 4 раза больше, чем углерода. Кислород входит в состав топлива в виде различных соединений, в том числе с горючими элементами, что снижает количество теплоты, выделяемой при сжигании топлива. Поэтому кислород относят к балласту топлива. Азот также относят к балласту топлива. Содержание его невелико (в твердом топливе до 3 % по массе). При горении большая часть азота топлива переходит в токсичные оксиды NO и NO₂.

Серу в зависимости от вида соединения, в которое она входит, делят на органическую S_о, если она связана с углеродом, водородом, азотом и кислородом; колчеданную S_к — соединение с железом (обычно это железный колчедан); сульфатную S_с, находящуюся в виде соединений FeSO₄, MgSO₄, CaSO₄. Сера, входящая в состав органических и колчеданных соединений, участвует в процессе горения, выделяя при этом теплоту и образуя сернистый

SO₂ и серный SO₃ ангидриды. Поэтому часто органическую и колчеданную серу называют летучей горючей

$$S_l^r = S_o^r + S_k^r.$$

Сера, входящая в состав FeSO₄, MgSO₄, CaSO₄ и т. п., не горит, так, при сжигании топлива сульфаты практически не разлагаются. В твердом топливе содержание серы достигает 5 %, в жидком 3,5 %. Наличие серы в топливе нежелательно, так как образующиеся при горении серы оксиды SO₂ и SO₃ в присутствии влаги дают растворы сернистой и серной кислоты, которые вызывают коррозию труб поверхностей нагрева конвективной шахты котла и оказывают вредное воздействие на окружающую среду.

Под минеральной частью топлива понимают негорючие примеси. Количество их зависит от происхождения топлива и технологии его добычи. Различают внутренние минеральные примеси, образовавшиеся при формировании угольной залежи, и внешние минеральные примеси, попавшие в топливо при его добыче из прилегающих пластов пород. Внутренние минеральные примеси в отличие от внешних достаточно равномерно распределены в топливе и поэтому практически не могут быть отделены от горючей массы.

При горении топлива из минеральных примесей образуется зола А. Она характеризует минеральную часть топлива. Содержание золы А в топливе определяется по величине твердого остатка, полученного после сжигания предварительно высушенной пробы топлива определенной массы в платиновом тигле и последующего прокалывания до постоянного значения массы при температуре 800 °С. При проектировании котлов, и в первую очередь их топок, важное значение имеет температурная характеристика плавкости золы. Она зависит от состава золы и окружающей ее газовой среды. Оценка плавкости проводится по температурам трех состояний золы: t_1 — начала деформации; t_2 — начала размягчения; t_3 — жидкоплавкого состояния.

Для принятия мер по исключению загрязнений поверхностей нагрева, расположенных за топкой, важно знать температуру затвердевания золы. Обычно эта температура на 50 °С ниже t_2 . При горении топлива в топке в зоне высоких температур происходит частичное или полное расплавление золы. Некоторая ее часть уносится с продуктами сгорания из топки. Остальная зола, частично разлагаясь, сплавляется или спекается в шлак, который затем в жидком или твердом состоянии удаляется из нижней части топки. Под действием высоких температур содержащиеся в шлаке оксиды вместе с другими веществами образуют многокомпонентные соединения, и температура плавления шлака отличается от температуры t_3 жидкоплавкого состояния золы. В топках с жидким шлакоудалением для свободного вытекания шлака из топки его температура должна быть выше температуры t_3 жидкоплавкого состояния золы. Эту температуру называют температурой $t_{\text{нж}}$ нормального жидкого шлакоудаления, она определяется

химическим составом шлака. Как правило, $t_{\text{нж}} = t_3 + (100 \div 200) \text{ } ^\circ\text{C}$.

Влага W, как и минеральная часть, является балластом топлива. Она снижает его теплоту сгорания. Кроме того, на ее испарение расходуется часть теплоты сгоревшего топлива. Влагу, содержащуюся в топливе, делят на внешнюю и внутреннюю (гигроскопическую). Внешняя влага попадает в топливо при его добыче, транспортировке и хранении. Количество ее колеблется в широких пределах 1—40 %. Внешнюю влагу можно удалить из топлива при его сушке. Внутренняя влага связана как с органической частью топлива, так и с минеральной. К ней относят коллоидную и гидратную влагу. Коллоидная влага образует с топливом гели. Количество ее зависит от природы и состава топлива, содержания влаги в атмосферном воздухе. Гидратная влага химически связана с минеральными примесями топлива. Содержание ее невелико. При сушке топлива часть коллоидной влаги испаряется, а содержание гидратной влаги не меняется.

Влажные твердые топлива на воздухе теряют влагу, а подсушенные приобретают ее. Эти процессы происходят до наступления равновесия между парциальным давлением паров воды в воздухе и топливе. Топливо с полученной таким образом влажностью называют воздушно-сухим. Если воздушно-сухое топливо нагреть при атмосферном давлении до температуры 105 °С, то вся влага из топлива будет практически удалена. Количество влаги, удаленной из воздушно-сухого топлива, называют гигроскопической влажностью $W^{\text{г}}$.

Состав топлива в том виде, в каком оно поступает на ТЭС, выраженный совокупностью отдельных элементов и компонент (по массе для твердого и жидкого топлива), называют рабочей массой топлива:

$$C^p + H^p + S^p + O^p + N^p + W^p + A^p = 100 \text{ } \%. \quad (1)$$

Если из топлива удалена внешняя и внутренняя влага, то сухая масса имеет следующий состав:

$$C^c + H^c + S^c + O^c + N^c + A^c = 100 \text{ } \%. \quad (2)$$

Исключив из сухой массы золу, получим горючую массу топлива

$$C^g + H^g + S^g + O^g + N^g = 100 \text{ } \%. \quad (3)$$

Если из горючей массы выделить колчеданную серу, то оставшуюся массу топлива называют органической массой

$$C^g + H^g + O^g + N^g = 100 \text{ } \%. \quad (4)$$

Состав рабочей и сухой масс одного и того же топлива в зависимости от условий добычи и погоды может колебаться в достаточно широких пределах. Состав горючей массы топлива постоянен. Поэтому его используют для проведения пересчета на сухую и рабочую массы. Формулы пересчета состава, например, с рабочей

2. Коэффициент пересчета состава твердых и жидких топлив с одной массы на другую

Заданная масса	Искомая масса			
	рабочая	сухая	горючая	органическая
Рабочая	1	$\frac{100}{100 - W^P}$	$\frac{100}{100 - W^P - A^P}$	$\frac{100}{100 - W^P - A^P - S_K^P}$
Сухая	$\frac{100 - W^P}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^C}$	$\frac{100}{100 - A^C - S_K^C}$
Горючая	$\frac{100 - W^P - A^P}{100}$	$\frac{100 - A^C}{100}$	1	$\frac{100}{100 - S^G}$
Органическая	$\frac{100 - W^P - A^P - S_K^P}{100}$	$\frac{100 - A^C - S_K^C}{100}$	$\frac{100 - S^G}{100}$	1

массы на сухую легко получить, поскольку в 1 кг рабочей массы содержится $(100 - W^P)/100$ (кг) сухой массы топлива. Следовательно,

$$\frac{C^P + H^P + S^P + O^P + N^P + W^P + A^P}{100} = \frac{C^C + H^C + S^C + O^C + N^C + A^C}{100} \frac{100 - W^P}{100}, \quad (5)$$

откуда

$$C^P = C^C (100 - W^P)/100; \quad H^P = H^C (100 - W^P)/100$$

и т. д.

Коэффициент пересчета $(100 - W^P)/100$ постоянен для всех элементов топлива. Коэффициенты пересчета состава твердых и жидких топлив с одной массы на другую приведены в табл. 2.

Если топливо нагревать без доступа воздуха, то из него в результате термического разделения нестойких содержащих кислород углеводородистых соединений выделяются летучие вещества и остается твердый нелетучий остаток. Выход летучих и свойства твердого остатка являются важными теплотехническими характеристиками твердого топлива.

Выход летучих $V_{\text{л}}^T$ определяют по уменьшению горючей массы топлива при его нагревании в течение 7 мин без доступа воздуха при температуре 850 °С и выражают в % горючей массы топлива. В состав летучих обычно входят водород, углеводороды, оксид и диоксид углерода. Величина выхода летучих и температура $t_{\text{вых}}$ начала их выхода зависят от возраста топлива. Чем выше выход летучих и ниже температура начала их выделения, тем легче воспламеняется топливо. Наибольший выход летучих и наи-

меньшую температуру начала их выхода имеют молодые топлива: у торфа $V_{\text{л}}^T = 70\%$, $t_{\text{вых}} = 100 \div 110$ °С; у бурого угля $V_{\text{л}}^T = 40 \div 65\%$; $t_{\text{вых}} = 130 \div 170$ °С.

Твердый остаток, который остается после выхода летучих из топлива может быть спекшимся, слабоспекшимся и порошкообразным. Лишь некоторые каменные угли дают плотный спекшийся остаток с большим числом пор, называемый коксом.

Теплоту сгорания топлива определяют опытным путем. Количество выделяемой теплоты зависит от конечного состояния продуктов сгорания и в частности от того, в каком агрегатном состоянии находится влага (в виде пара или воды). В связи с этим различают высшую $Q_{\text{в}}^P$ и низшую $Q_{\text{н}}^P$ теплоту сгорания.

Различие между $Q_{\text{в}}^P$ и $Q_{\text{н}}^P$ состоит в том, что первая учитывает теплоту, которая выделяется при конденсации водяных паров (влага в продуктах сгорания находится в виде воды), а вторая эту теплоту не учитывает. Так как в котле температура продуктов сгорания достаточно высока и конденсации водяных паров не происходит, теплота, затраченная на испарение влаги, теряется. Поэтому в тепловых расчетах котла используется низшая теплота сгорания рабочего топлива. Если известно $Q_{\text{в}}^P$, то

$$Q_{\text{н}}^P = Q_{\text{в}}^P - 25,2 (W^P/100 + 9H^P/100),$$

где $25,2 (W^P/100 + 9H^P/100)$ — количество теплоты, затраченной на испарение влаги ($W^P/100$), содержащейся в топливе, и воды ($9H^P/100$), образующейся при горении водорода, кДж/кг; 25,2 МДж/кг — значение скрытой теплоты парообразования для воды при давлении, равном 0,1 МПа.

При отсутствии опытных данных приближенное значение для твердого топлива и мазута может быть найдено по формуле, предложенной Д. Н. Менделеевым,

$$Q_{\text{н}}^P = 0,339C^P + 1,03H^P - 0,109(O^P - S^P) - 0,259W^P.$$

Для сравнения различных топлив используют понятие условного топлива, т. е. топлива, теплота сгорания которого равна 29,3 МДж/кг. Понятием условного топлива пользуются при определении различных топливных ресурсов, сравнении удельных расходов топлива на единицу выработанной энергии и проведении технико-экономических расчетов. При сравнительной оценке качества топлив удобны приведенные к низшей теплоте сгорания характеристики топлив % · кг/МДж:

$$W^n = W^P/Q_{\text{н}}^P; \quad A^n = A^P/Q_{\text{н}}^P; \quad S^n = S^P/Q_{\text{н}}^P.$$

Приведенные характеристики топлив W^n , A^n и S^n показывают, сколько на 1 МДж низшей теплоты сгорания приходится влаги, золы и серы, в % рабочей массы топлива. В зависимости от приведенной влажности принято считать топлива: маловлажными с $W^n = 0,7\%$ · кг/МДж, средней влажности с $W^n = 0,7 \div 1,89\%$ · кг/МДж, высоковлажными с $W^n > 1,89\%$ · кг/МДж.

Твердое топливо характеризуется абразивностью — свойством при контакте с другими материалами вызывать износ последних, что зависит от количества содержащихся в нем колчеданной серы, золы и ее состава. Эта характеристика топлива важна для выбора оборудования системы пылеприготовления.

Твердость твердого топлива и сопротивляемость его измельчению (размолу) характеризуются коэффициентом размолоспособности $k_{\text{до}}$ (отношение удельного расхода электроэнергии, затраченного на помол антрацита, к удельному расходу энергии, требуемому для помола рассматриваемого топлива). Чем мягче топливо, тем больше величина $k_{\text{до}}$. Этот показатель топлива учитывается при проектировании систем пылеприготовления и, в первую очередь, при выборе типа и производительности размольного оборудования.

Плотность твердого топлива (в кг/м^3), как одна из его характеристик, широко используется в расчетах систем загрузки, хранения и подачи топлива к системам пылеприготовления. Различают кажущуюся и насыпную плотности. Под кажущейся плотностью понимают массу единицы объема куска топлива с внутренними порами, заполненными воздухом и влагой. Насыпная плотность представляет собой массу топлива, содержащуюся в единице объема, заполненного кусками топлива, т. е. учитывает также объем воздуха между кусками топлива.

Ископаемые твердые топлива делят на торф, бурые, каменные угли и антрацит. Торф — геологически наиболее молодое твердое топливо. Характеризуется невысокой степенью разложения органических остатков и относительно низкой теплотой сгорания, повышенным содержанием летучих ($V_{\text{л}}^{\text{г}} \approx 70\%$), водорода ($\text{H}^{\text{г}} = 5 \div 6\%$), кислорода ($\text{O}^{\text{г}} > 30\%$) и азота ($\text{N}^{\text{г}} = 2 \div 2,5\%$). Торфу свойственна очень высокая гигроскопичность и влажность ($W^{\text{р}} = 35 \div 60\%$).

К бурым углям (марка Б) относят угли с высшей теплотой сгорания обеззоленной рабочей массы $Q_{\text{р}}^{\text{п}} 100/(100 - A^{\text{р}}) < 23,9$ МДж/кг. По геологическому происхождению они близки к торфу. В бурых углях достаточно велико содержание летучих ($V_{\text{л}}^{\text{г}} = 65 \div 40\%$), водорода ($\text{H}^{\text{г}} = 4 \div 6,5\%$ и более) и кислорода ($\text{O}^{\text{г}} = 15 \div 30\%$). Они отличаются высокой гигроскопичностью и влажностью, содержание углерода достаточно велико ($\text{C}^{\text{г}} = 55 \div 78\%$), а количество слабо разложившихся растительных остатков мало. По влажности бурые угли классифицируют: Б1 — с влажностью более 40%; Б2 — с влажностью 30—40% и Б3 — с влажностью менее 30%.

К каменным относят угли, у которых $Q_{\text{р}}^{\text{п}} 100/(100 - A^{\text{р}}) > 23,9$ МДж/кг. Они характеризуются высокими содержанием углерода (75—97%), плотностью и теплотой сгорания. С увеличением содержания углерода доли кислорода, водорода и летучих в топливе уменьшаются. По выходу летучих с учетом способности

спекания твердого остатка принята следующая классификация каменных углей: длиннопламенные (Д), газовые (Г), газовые жирные (ГЖ), жирные (Ж), коксовые жирные (КЖ), коксовые (К), обогащенные спекающиеся (ОС), слабоспекающиеся (СС), тощие (Т). По мере перехода от углей марки Д к Т выход летучих меняется от 36% и более (Д) до 9—17% (Т), а влажность соответственно от 14 до 5%.

К полуантрацитам (ПА) и антрацитам (А) относят угли с $Q_{\text{р}}^{\text{п}} 100/(100 - A^{\text{р}}) > 23,9$ МДж/кг и выходом летучих менее 9%. В них содержится 89÷92,5% Сг, 2÷3,6% Нг, 0,8÷1,3% Ng, 2,2÷5% Og, 0,6÷0,9% Sг.

У полуантрацитов выход летучих больше 5% и теплота сгорания выше чем у антрацитов. ПА и А являются высокосортными топливами; в энергетических котлах используют их отходы.

По размерам получаемых при добыче кусков угля классифицируют следующим образом: плита (П), крупный (К), орех (О), мелкий (М), семечко (С), штыб (Ш) и рядовой (Р). Размер кусков угля от класса К к классу Ш уменьшается от 50—100 до 6—13 мм. В классе Ш куски угля мельче 6 мм, а в классе Р размер кусков неограничен и может составлять 0—200 (300) мм. В табл. 3 приведена характеристика твердого топлива некоторых месторождений.

Жидкое топливо характеризуется условной вязкостью и температурами застывания и вспышки. Условную вязкость принято выражать в условных градусах (ВУ). Ее определяют как отношение времени вытекания определенного объема ($2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$) жидкого топлива ко времени вытекания такого же объема воды при температуре 20 °С.

Условную вязкость жидкого энергетического топлива (мазута) обычно включают в его маркировку. Так, цифры, стоящие после буквы М, в марках мазута (например, М 40 и М 200) — условная вязкость при температуре 50 °С (соответственно 40 и 200 ВУ). Условная вязкость сильно зависит от температуры:

$$^{\circ}\text{ВУ}_t = ^{\circ}\text{ВУ}_{50} (50/t)^n,$$

где $^{\circ}\text{ВУ}_t$ — условная вязкость жидкого топлива при температуре t ; $^{\circ}\text{ВУ}_{50}$ — условная вязкость при $t = 50$ °С; n — показатель степени, зависящей от величины $^{\circ}\text{ВУ}_{50}$.

Ниже приведены значения условной вязкости $^{\circ}\text{ВУ}_{50}$ при различных n

$^{\circ}\text{ВУ}_{50}$	2	5	10	15	20
n	1,8	2,3	2,6	2,75	2,86

Для качественного распыливания и надежной транспортировки жидкого топлива по трубопроводам его вязкость не должна превышать 2—3 ВУ. Для выполнения этого условия необходим предварительный подогрев топлива. Температура подогрева мазута зависит от его марки и составляет 80—140 °С.

3. Характеристика твердого топлива

Месторождение топлива	Марка	Класс	Элементарный состав (рабочая масса), %							
			СР	НР	НР	ОР	С _к ^Р	С _о ^Р	А ^Р	W ^Р
Донецкое	Т	—	62,7	3,1	0,9	1,7	2,0	0,8	23,8	5
Кузнецкое	А	Ш	63,8	1,2	0,6	1,3	1,0	0,7	19	7,5
Карагандинское	Г	Р, С, Ш	66	4,7	1,8	7,5	0,5		11	8,5
Экибастузское	К	Р	54,7	3,3	0,8	4,8	0,8		27,6	8
Подмосковное	СС	Р	43,4	2,9	0,8	7	0,4	0,4	38,1	7
	Б2	Р, ОМСШ	28,7	2,2	0,6	8,6	1,5	1,2	25,2	32
Бабаевское	Б1	Р	25,4	2,4	0,2	8	0,5		7	56,5
Кизеловское	Г	Р, К, М	48,5	3,6	0,8	4	6,1		31	6
Челябинское,	Б3	Р, МСШ	37,3	2,8	0,9	10,5	1		29,5	18
Канско-Ачинское										
Назаровское	Б2	Р	37,6	2,6	0,4	12,7	0,4		7,3	39
Ирша-Бородинское	Б2	Р	43,7	3,0	0,6	13,5	0,2		6	33
Азейское	Б3	Р	46	3,3	0,9	11,6	0,4		12,8	25

Температура застывания — минимальная температура, при которой жидкость теряет текучесть, и слив и перекачка ее становятся невозможны. У мазута эта температура зависит от марки и составляет 5—25 °С.

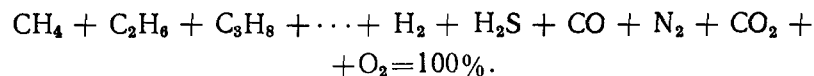
Температура вспышки — температура, при которой пары жидкого топлива в смеси с воздухом вспыхивают при соприкосновении с пламенем. Для мазута температура вспышки равна 80—140 °С. При открытой системе подогрева мазута температура его должна быть ниже температуры вспышки на 10—15 °С.

В качестве искусственного жидкого топлива в котлах используется мазут трех марок: М40, М100 и М200 — тяжелый остаток перегонки нефти, получающейся после отделения из нее легких фракций (бензина, керосина, легроиона и др.). Мазут — малозольное и почти безводное топливо. Его классифицируют по содержанию в нем соединений серы и по вязкости. По количеству серосодержащих соединений мазут делят на малосернистый ($S^c < 0,5\%$), сернистый ($S^c = 0,5 \div 2\%$) и высокосернистый ($S^c > 2\%$). В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» указывается на необходимость существенного сокращения использования мазута в качестве топлива, в первую очередь на ТЭС.

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих (водорода H_2 , углеводородов метанового ряда, тяжелых углеводородов CH_2 , сероводорода H_2S и оксид углерода CO), небольшого количества негорючих газов (кислорода O_2 , азота N_2 , диоксида

Температура зола, °С			Выход летучих $V_L^r, \%$	Теплота сгорания Q_n^p , МДж/кг	Коэффициент разномольности $k_{до}$	Объем воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1$ м³/кг				
t_1	t_2	t_3				V_O	V_{RO_2}	V_{N_2}	V_{H_2O}	V_O^r
1060	1200	1250	12	24,16	1,8	6,43	1,19	5,09	0,51	6,79
1100	1200	1250	3,5	22,53	0,95	6,04	1,2	4,78	0,34	6,32
1100	1200	1250	40	26,08	1,3	6,88	1,24	5,45	0,74	7,42
1400	1450	1470	28	21,28	1,4	5,6	1,03	4,43	0,56	6,02
1300	1500	1500	30	16,72	1,35	4,42	0,81	3,50	0,48	4,79
1350	1500	1500	50	10,40	1,7	2,94	0,55	2,33	0,69	3,57
1070	1150	1190	65	8,74	1,7	2,65	0,48	2,09	1,01	3,58
1200	1450	1500	42	19,65	1	5,33	0,95	4,22	0,56	5,73
1150	1250	1300	45	13,93	1,32	3,74	0,70	2,96	0,59	4,26
1200	1220	1240	48	12	1,1	3,62	0,70	2,86	0,83	4,39
1180	1210	1230	48	15,63	1,2	4,24	0,82	3,35	0,81	4,98
1100	1300	1210	46	17,3	1,12	4,59	0,86	3,63	0,75	5,25

углерода CO_2 и водяных паров H_2O). Состав его записывают в виде составляющих его соединений (в % объема). Все расчеты проводят исходя из единицы объема сухого газа, взятого при нормальных условиях (давлении 0,1 МПа и температуре 20 °С)



Теплота сгорания газообразного топлива при нормальных условиях и известном содержании газов, входящих в его состав,

$$Q_n^c = 0,01 [Q_{CH_4} CH_4 + Q_{C_2H_6} C_2H_6 + \dots + Q_{H_2} H_2 + Q_{H_2S} H_2S + Q_{CO} CO],$$

где Q_{CH_4} , $Q_{C_2H_6}$ и т. д. — теплота сгорания отдельных газов, входящих в состав газообразного топлива.

Газообразным топливом котлов является в основном природный газ. Последний делят на две группы: газ из чисто газовых и газоконденсатных месторождений. Природный газ в местах добычи очищают от песка и других примесей, осушают и по трубопроводам направляют к потребителям. Природный газ — сухое, практически беззольное топливо, с высокой теплотой сгорания. Он имеет следующий состав: метан CH_4 85÷98 %, тяжелые углеводороды C_nH_m 2÷6 %, диоксид углерода CO_2 0,1÷1,0 %, азот N_2 1÷5 %.

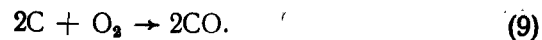
§ 5. ОБЪЕМЫ И ЭНТАЛЬПИИ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ВОЗДУХА

Процесс горения топлива — это совокупность химических реакций окисления его горючих компонентов, сопровождающихся выделением значительного количества теплоты и света. При организации этого процесса стремятся создать условия, при которых происходит наиболее полный переход химически связанной энергии в теплоту образующихся продуктов горения. Для горения необходим окислитель (кислород). Скорость химических реакций возрастает с увеличением температуры. Поэтому в топках котлов обеспечивается непрерывный равномерный подвод окислителя в достаточном для сжигания топлива количестве и поддержания высокого уровня температур.

Для эффективного горения топлива необходимы определенные условия. В зависимости от условий возможно полное или частичное окисление горючих веществ. При полном окислении образующиеся продукты не могут больше соединяться с окислителем и выделять теплоту. Продуктами полного окисления горючих элементов являются полные оксиды углерода (CO_2), водорода (H_2O) и серы (SO_2 и в меньшей степени SO_3). Реакциями полного окисления горючих элементов являются следующие.



При неполном выгорании топлива возможны два случая: не все горючие элементы окисляются; при окислении горючих элементов образуются продукты, которые могли бы участвовать в процессе горения. При неполном окислении горючих элементов могут образовываться соединения, например, по реакции



Неполное окисление горючих элементов связано с недостаточной подачей окислителя, неравномерным поступлением топлива и воздуха во времени, по сечению горелок или по отдельным горелкам, недостаточно хорошим перемешиванием топлива и воздуха и др. Наибольшее количество теплоты выделяется при полном окислении горючих элементов.

Расход воздуха на горение определяет полноту выгорания топлива в топке котла. Минимальное количество воздуха V^0 , достаточное для полного выгорания единицы массы (объема для газа) топлива, называют теоретически необходимым количеством воздуха. Величину V^0 и количественные соотношения между массами или объемами реагирующих веществ определяют по реакциям (6)—(8) окисления горючих элементов.

Для реакции (6) на 1 кмоль (12,01 кг) углерода расходуется 1 кмоль кислорода, имеющего при нормальных условиях (температура 20°C и давление 0,1 МПа) объем $22,4 \text{ м}^3$, или на 1 кг углерода необходимо использовать $22,4 : 12,01 = 1,866 \text{ м}^3$ кислорода. При этом образуется $1,866 \text{ м}^3 \text{ CO}_2$. На содержащиеся в 1 кг топлива $\text{C}/100 \text{ кг}$ углерода используется $V_{\text{O}_2}^{\text{C}} = 1,866 \text{ C}/100 \text{ м}^3$ кислорода и образуется $1,866 \text{ C}/100 \text{ м}^3 \text{ CO}_2$. Аналогичным образом могут быть составлены соотношения по уравнениям (7) и (8). Расход кислорода на сжигание водорода и серы и соответствующее количество образующихся оксидов при сжигании единицы массы топлива будут следующими ($\text{м}^3/\text{кг}$):

$$V_{\text{O}_2}^{\text{H}} = 5,55 \frac{\text{H}}{100}; \quad (10)$$

$$V_{\text{O}_2}^{\text{S}} = 0,7 \frac{\text{S}}{100} = 0,375 \cdot 1,866 \frac{\text{S}}{100}; \quad (11)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{H}} = 11,1 \frac{\text{H}}{100}; \quad (12)$$

$$V_{\text{SO}_2}^{\text{S}} = 0,7 \frac{\text{S}}{100}. \quad (13)$$

Из соотношений (10)—(12) с учетом объемного содержания кислорода в воздухе (21 %) и топливе $\text{O}/(100\rho_{\text{O}_2})$ получаем количество воздуха, теоретически необходимое для полного окисления горючих элементов,

$$V^0 = \frac{V_{\text{O}_2}^0}{0,21} = 0,0476 \left[1,866 (\text{C} + 0,375\text{S}) + 5,55\text{H} - \frac{\text{O}}{\rho_{\text{O}_2}} \right] \quad (14)$$

или

$$V^0 = 0,0889 (\text{C} + 0,375\text{S}) + 0,265\text{H} - 0,0333\text{O}, \quad (15)$$

где C, S, H и O — массовые доли (%) горючих элементов и кислорода в рассматриваемом топливе.

Обычно V^0 рассчитывают для рабочей массы топлива.

Для исключения неполного выгорания топлива в топку подают количество воздуха $V_{\text{в}}$ больше теоретически необходимого.

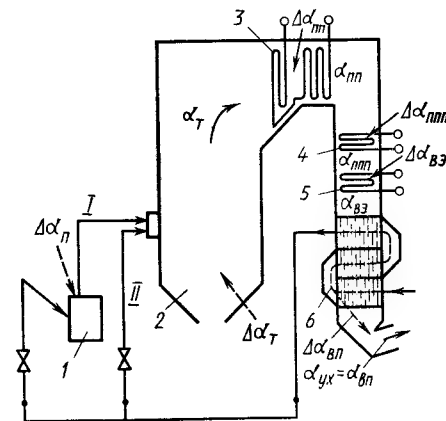


Рис. 12. Схема подачи воздуха и присосов $\Delta\alpha$ в котле:

1 — мельница; 2 — топка; 3 — пароперегреватель; 4 — промежуточный перегреватель; 5 — экономайзер; 6 — воздухоподогреватель; I — первичный воздух; II — вторичный воздух

При проектировании котлов и анализе их работы пользуются коэффициентом избытка воздуха α , который равен отношению фактически подаваемого количества воздуха к теоретически необходимому,

$$\alpha = V_b/V^0.$$

Через неплотности топки и газоходов котлов, работающих при давлении ниже атмосферного, а также системы пылеприготовления в газозвдушной тракт котла может поступать дополнительное количество воздуха из окружающей среды (присосы воздуха). По ходу движения продуктов сгорания количество присасываемого воздуха непрерывно возрастает. На рис. 12 приведена схема подачи воздуха и присосов в котле (в том числе избыток α_i в продуктах сгорания). Для рассмотренного случая избытки воздуха определяют следующим образом:

за перегревателем 3

$$\alpha_{пп} = \alpha_t + \Delta\alpha_{пп};$$

за промежуточным перегревателем 4

$$\alpha_{прпп} = \alpha_{пп} + \Delta\alpha_{прпп};$$

за экономайзером 5

$$\alpha_{вэ} = \alpha_{прпп} + \Delta\alpha_{вэ};$$

за воздухоподогревателем 6 (в уходящих газах)

$$\alpha_{вп} = \alpha_{вэ} + \Delta\alpha_{вп}.$$

За i -й поверхностью нагрева избыток воздуха в продуктах сгорания

$$\alpha_i = \alpha_t + \sum_{n=1}^i \Delta\alpha_n,$$

где $\Delta\alpha_{прпп}$, $\Delta\alpha_{вэ}$, $\Delta\alpha_{вп}$ и $\Delta\alpha_n$ — присосы воздуха.

При проектировании котлов и их топков обычно задаются избытком воздуха на выходе из топки α_t и регламентируют присосы в поверхностях нагрева $\Delta\alpha_i$. Ниже приведены значения присосов в наиболее характерных поверхностях нагрева.

Топка ($\Delta\alpha_t$):

с металлической обшивкой	0,05
без обшивки	0,1

Газоходы поверхностей нагрева ($\Delta\alpha_i$):

фестон, ширмы	0
пароперегреватель	0,03
переходная зона	0,03
экономайзер	0,02
воздухоподогреватель трубчатый	0,03
воздухоподогреватель регенеративный	0,2

Экономичный топочный режим горения твердого топлива обеспечивается при избытке воздуха в горелках (организованно подаваемый воздух) $\alpha_t = 1 \div 1,1$. Определить величину α_t можно,

зная коэффициент α_t и учитывая, что последний состоит из коэффициентов избытка организованно подаваемого через горелки воздуха α_0 и присосов в топке $\Delta\alpha_t$ (при условии подачи воздуха только через горелки):

$$\alpha_t = \alpha_0 + \Delta\alpha_t.$$

Часть горячего воздуха после воздухоподогревателя 6 может быть использована для сушки топлива, а остальная часть — вторичный воздух II — поступает непосредственно в горелочные устройства топки 2. Воздух на сушку вместе с топливом подается в мельницу I, где осуществляется также размол топлива. Выходящий из мельницы воздух, включающий присосы в системе пылеприготовления, называют первичным I. Смесь первичного и вторичного воздуха представляет собой организованно подаваемый в топку (через горелки) воздух. Обозначив избытки соответственно первичного α_I и вторичного α_{II} воздуха, получим

$$\alpha_t = \alpha_I + \alpha_{II}.$$

Объем продуктов сгорания с учетом избытков воздуха в топке и присосов за любой i -й поверхностью нагрева (m^3/kg)

$$V_{ri} = V_r^0 + 1,016(\alpha_i - 1)V^0, \quad (16)$$

где $V_r^0 = V_{RO_2}^0 + V_{H_2O}^0 + V_{N_2}^0$ — объем газов за рассматриваемой i -й поверхностью нагрева при $\alpha = 1$; $V_{RO_2}^0$, $V_{H_2O}^0$ и $V_{N_2}^0$ — объемы $RO_2 = CO_2 + SO_2$, водяных паров и азота при $\alpha = 1$; α_i — коэффициент избытка воздуха за рассматриваемой поверхностью, коэффициентом 1,0161 учитывается содержание влаги в воздухе.

Значения $V_{RO_2}^0$ и $V_{H_2O}^0$ можно найти по уравнениям (6)–(8) и из зависимостей (12)–(14). В последнем случае следует учитывать также влажность топлива и воздуха (в $1 m^3$ воздуха $0,0161 m^3$ водяных паров). Для рабочей массы топлива

$$V_{RO_2}^0 = 0,01866(C^p + 0,375S^p);$$

$$V_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^H + V_{H_2O}^W + V_{H_2O}^B = 0,111H^p + \frac{W^p}{100\rho_{H_2O}} + 0,0161V^0$$

или

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V^0.$$

Объемы азота при $\alpha = 1$ с учетом входящего в топливо $N^p/100$

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + N^p/(100\rho_{N_2}) = 0,79V^0 + 0,008N^p.$$

Объем V_{RO_2} за поверхностями нагрева не изменяется (так как в присосах $RO_2 = 0$), а объем водяных паров незначительно возрастает ввиду наличия влаги в воздухе присосов

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0.$$

Избыток воздуха в топке определяет не только количество образующихся продуктов сгорания, но и температурный уровень горения, интенсивность и экономичность процесса.

С ростом количества подаваемого воздуха (превышающего теоретически необходимое) увеличивается количество образующихся продуктов сгорания [см. уравнение (16)]. Вследствие незначительного повышения теплоты, вносимой воздухом, температурный уровень процесса горения снижается.

Показателем температурного уровня можно считать максимально возможную температуру горения в условиях отсутствия теплоотвода — адиабатную температуру ϑ_a продуктов сгорания. Величина ϑ_a определяется количеством вносимой в топку теплоты Q_T , включающей теплоту $Q_{Tл}$ сгоревшего топлива, и теплоту Q_B , вносимого в топку воздуха, и объемом V_r продуктов сгорания

$$\vartheta_a = \frac{Q_T}{c_r V_r} = \frac{Q_{Tл} + Q_B}{c_r [V_r^0 + 1,0161(\alpha - 1)V^0]},$$

где c_r — теплоемкость продуктов горения, МДж/(м³·°С).

Чем выше избытки воздуха и присосы в топке и пылеприготовлении, тем ниже температура ϑ_a , а следовательно, скорость химических реакций горения и экономичность топочного процесса. Так, увеличение избытка воздуха с 1,1 до 2 при сжигании каменных углей приводит к падению ϑ_a на 600—700 °С.

Расчет V^0 и объемов продуктов горения газообразного топлива аналогичен, но проводится для 1 м³ топлива:

$$V^0 = 0,0476 [0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum (m + n/4) C_m H_n - O_2];$$

$$V_{RO_2} = 0,01 [CO_2 + CO + H_2S + \sum m C_m H_n];$$

$$V_{H_2O} = 0,01 [H_2S + H_2 + \sum 0,5 n C_m H_n + 0,0124W] + 0,0161V^0.$$

Остальные объемы рассчитывают как для твердого и жидкого топлива. Значения продуктов сгорания и V^0 для топлив можно найти в справочной литературе. В табл. 2 приведены указанные выше величины.

Энтальпию $I(i)$ продуктов сгорания используют при тепловых расчетах определения количества переданной (воспринятой) теплоты Q . Согласно первому закону термодинамики

$$dQ = dI - v dp,$$

где v — удельный объем; p — давление в системе.

Поскольку процесс передачи теплоты в котле протекает при незначительном изменении давления, принимают $dp = 0$ и получают: при нагревании $Q = I_2 - I_1$; при охлаждении $Q = I_1 - I_2$.

Для газообразной среды

$$I = c_v V t; \quad (17)$$

для жидких и твердых тел

$$I = c_m m t, \quad (18)$$

где c_v и c_m — соответственно объемная [МДж/(м³·с)] и массовая удельные теплоемкости сред; V и m — соответственно объем (м³) и масса (кг) среды.

В тепловых расчетах котла количество переданной теплоты принято определять через энтальпию продуктов сгорания, образующихся при сжигании единицы массы топлива (или единицы объема). В продуктах горения твердого топлива объемом V_r присутствует также часть золы с энтальпией $I_{зл}$. Общая энтальпия продуктов горения в этом случае

$$I_r = c_r V_r \vartheta + I_{зл}.$$

Обозначив долю золы, уносимой с продуктами сгорания, через $a_{ун}$, при общем количестве золы в одном килограмме топлива $A^p/100$ получим

$$I_{зл}^{ун} \approx I_{зл} = a_{ун} \frac{A^p}{100} (c\vartheta)_{зл}.$$

Остальная часть золы $a_{шл}$ выпадает в топке и удаляется по системе шлакоудаления. При этом $a_{шл} + a_{ун} = 1$. Учитывая, что V_r можно выразить в виде суммы объемов, энтальпия газов

$$I_r = (c_{RO_2} V_{RO_2} + c_{H_2O} V_{H_2O} + c_{N_2} V_{N_2}) \vartheta + (\alpha - 1) c_B V^0 \vartheta + I_{зл} = I_r^0 + I_B^0 (\alpha - 1) + I_{зл}. \quad (19)$$

Энтальпии газов I_r^0 при $\alpha = 1$ и теоретически необходимого воздуха I_B^0 , а также произведения $(c\vartheta)_{зл}$ приведены для различных топлив в справочной литературе.

§ 6. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЛА

Теплота, выделяемая топливом, не полностью используется для нагрева рабочего тела котла. Часть теплоты теряется. Эффективность использования энергии в котле определяет его КПД. Различают КПД брутто и нетто. КПД котла (брутто) называют выраженное в процентах отношение полезно использованной теплоты к количеству располагаемой теплоты вводимого в котел топлива.

Полезно использованная теплота складывается из теплоты нагрева питательной воды до состояния перегретого пара и теплоты дополнительного нагрева пара промежуточного перегрева. Теплота может быть затрачена на подогрев части рабочего тела, вносимого из котла (например, продувочная вода). Полное количество полезно использованной (воспринятой рабочим телом) в котле теплоты

$$Q_{п} = D(i - i_{пв}) + D_{пп}(i''_{пп} - i'_{пп}) + D_{пр}(i_{пр} - i_{пв}),$$

где D , $D_{пп}$ и $D_{пр}$ — расход соответственно свежего пара, пара промежуточного перегрева и продувочной воды, кг/с; i , $i_{пв}$, $i'_{пп}$, $i''_{пп}$ и $i_{пр}$ — энтальпия соответственно свежего пара, питательной

воды, пара промежуточного перегрева на выходе и входе в котел и продувочной воды, МДж/кг.

Энтальпия рабочего тела $i = ct$, где c — массовая теплоемкость, МДж/(кг·°С). Количество теплоты, поступившее в котел в расчете на единицу массы (или объема для газообразного топлива) исходного топлива, называют располагаемой теплотой топлива;

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{в.вн} + i_{тл} + Q_{\phi} - Q_k,$$

где $Q_{в.вн}$ — теплота, внесенная в топку с воздухом (при его нагреве вне котла); $i_{тл}$ — физическая теплота топлива, численно равная произведению теплоемкости топлива на его температуру; $Q_{\phi} = G_{\phi}(i_{\phi} - 2,5)$ — теплота, вносимая в топку с паром, используемым для распыливания жидкого топлива (вводится лишь при установке паровых форсунок при сжигании жидкого топлива); G_{ϕ} и i_{ϕ} — соответственно расход (на 1 кг топлива) и энтальпия пара; $Q_k = 0,0406 k (CO_2)_k^p$ — теплота, затраченная на разложение карбонатов топлива; $(CO_2)_k^p$ — содержание углекислоты карбонатов.

Для газообразного топлива два последних члена отсутствуют. Полное количество вносимой в котел теплоты

$$Q_p = Q_p^p B,$$

где B — расход топлива в котле, кг/с.

В соответствии с определением КПД брутто

$$\eta_{бр} = \frac{Q_n}{Q_p} 100 = \frac{Q_1}{Q_p^p} 100.$$

Вследствие тепловых потерь в котле $Q_n < Q_p$.

При определении КПД нетто дополнительно учитываются (вычитаются из Q_n) затраты энергии на работу основного и вспомогательного оборудования (насосы, вентиляторы, дымососы, мельницы и т. д.), т. е. затраты энергии на собственные нужды котла.

Тепловые потери в котле зависят от эффективности процесса горения топлива в топке и передачи теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу в поверхностях нагрева. Рассмотрим составляющие потерь теплоты в котле.

Продукты сгорания выходят из последней поверхности нагрева котла при температуре ϑ_{yx} , значительно превышающей температуру воздуха, поступающего из атмосферы в котел. Потери теплоты с уходящими газами равны разности энтальпий конечного состояния газов и воздуха, входящего в котел.

Если в уходящих газах содержатся горючие газообразные элементы (H_2 , CH_4 и др.) или продукты неполного сгорания CO , то имеют место потери с химическим недожогом топлива. Величина этих потерь определяется количеством и теплотой сгорания указанных горючих элементов.

Поскольку частицы твердого топлива могут совсем не участвовать в химической реакции, потери теплоты с твердым непрореагировавшим топливом называют потерями с механическим недожогом.

Наружная поверхность стен котла имеет более высокую температуру, чем окружающая среда. Потери теплоты вследствие теплоотдачи от стен котла к окружающему воздуху называют потерями в окружающую среду. И, наконец, в котлах имеют место потери теплоты со шлаком, выводимым из топки с высокой температурой.

Потери теплоты с химическим и механическим недожогом, а также со шлаком относят к топочным потерям; потери теплоты в окружающую среду и с уходящими газами являются общими для котла. Равенство количества располагаемой теплоты сумме количества теплоты, полезно использованной в котле, и тепловых потерь называют тепловым балансом котла. Обычно принято тепловой баланс котла составлять для единицы массы (твердого, жидкого) или объема (газообразного) сжигаемого топлива. В этом случае

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (20)$$

где Q_1 — полезно использованная теплота; Q_2 , Q_3 , Q_4 , Q_5 и Q_6 — потери теплоты соответственно с уходящими газами, с химическим и механическим недожогом, в окружающую среду и со шлаком.

Наиболее распространен тепловой баланс котла в относительном виде. Если располагаемую теплоту принять за 100%, то зависимость (20) примет вид

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6.$$

где $q_1 = \frac{Q_1}{Q_p^p} 100 = \eta_{бр}$ — относительное количество полезно использованной теплоты, %; $q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} 100$, $q_3 = \frac{Q_3}{Q_p^p} 100$ и т. д. —

относительные потери теплоты соответственно с уходящими газами, с химической и механической неполнотой горения (с недожогом), в окружающую среду и со шлаком.

При организации работы котла необходимо стремиться к снижению тепловых потерь. Рассмотрим факторы, от которых зависят тепловые потери, и возможности снижения потерь.

Потери теплоты с уходящими газами можно представить в следующем виде:

$$q_2 = \frac{I_{yx} - \alpha_{yx} I_{хв}^0}{Q_p^p} (100 - q_4) = \frac{c_p V_{г} \vartheta_{yx} - \alpha_{yx} c_{хв} V_{хв}^0}{Q_p^p} (100 - q_4), \quad (21)$$

где c_r и $c_{хв}$ — теплоемкость соответственно газа и холодного воздуха, МДж/(м³·К); ϑ_{yx} и $t_{хв}$ — температура соответственно уходящих из котла газов (после последней поверхности нагрева) и холодного воздуха, °С; V_r — объем уходящих газов в расчете на 1 кг топлива, м³/кг; α_{yx} — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах; q_4 — относительные потери теплоты с механическим недожогом.

Объем уходящих газов

$$V_r = V_r^0 + 1,0161 (\alpha_{yx} - 1) V^0 \approx \alpha_{yx} V^0 \left[1 + \left(\frac{V_r}{V^0} - 1 \right) \times \right. \\ \left. \times \frac{1}{\alpha_{yx}} \right] \approx \alpha_{yx} V^0 k_\alpha.$$

Величина k_α незначительно больше 1. Если учесть, что c_r близко к c_v , т. е. $c_r \approx c_v = c$ и для рассматриваемого топлива $V^0/Q_p^p \approx \text{const}$, то потери с уходящими газами определяются в основном коэффициентом избытка воздуха α_{yx} и температурой уходящих газов:

$$q_2 = \frac{cV^0}{Q_p^p} \alpha_{yx} (k_\alpha \vartheta_{yx} - t_{хв}) (100 - q_4).$$

Уменьшение избытка воздуха, подаваемого в топку (при полном его выгорании), устранение присосов в газоходах, а также понижение температуры уходящих газов — пути повышения КПД котла. Однако при понижении ϑ_{yx} уменьшается температурный напор и увеличиваются поверхности нагрева. Кроме того, в этом случае возрастает опасность низкотемпературной коррозии поверхностей при конденсировании на них влаги или серной кислоты (при наличии серы в топливе). При проектировании котла температуру уходящих газов выбирают на основе технико-экономических расчетов.

Покидающие топку непрореагировавшие горючие элементы или продукты неполного сгорания выносят с собой энергию, относительная величина которой

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p^p} 100 = \frac{\sum V_i Q_i}{Q_p^p} 100, \quad (22)$$

где $V_i = x_i V_r$ — объем продуктов неполного сгорания (V_{CO} , V_{H_2} , V_{CH_4} и т. д.), м³/кг; x_i — объемная доля продуктов неполного сгорания; Q_i — теплота сгорания соответствующих компонентов (Q_{CO} , Q_{H_2} , Q_{CH_4} и т. д.). Потери q_3 зависят от вида топлива, способа его сжигания, избытка воздуха в горелках (особенно при $\alpha < 1$) и от условий его перемешивания с топливом.

Потери теплоты с механическим недожогом, как и потери q_3 , существенно зависят от избытка воздуха в топке. При уменьшении избытка воздуха в топке α_r (α_r) химические реакции горения замедляются. Слишком большие избытки воздуха вызывают пони-

жение температуры газов в топке, снижают интенсивность химических реакций горения и вызывают рост потерь q_4 . Сильное влияние на величину q_4 оказывает вид сжигаемого твердого топлива, качество его помола (чем меньше размер частиц, тем полнее происходит их выгорание), конструкция топки и способ сжигания топлива.

Как отмечалось выше, механический недожог характеризуется наличием несгоревших веществ в твердом виде, т. е. находящихся в составе золы. Как правило, не успевает выгореть кокс, имеющий наиболее высокую теплоту сгорания.

Поскольку зола выводится в виде шлака, выпадающего в топке, и уносится через газоходы в систему золоулавливания и дымовую трубу, можно представить

$$Q_4 = Q_4^{шл} + Q_4^{yn} = Q_r [G_r^{шл} + G_r^{yn}].$$

Содержание горючих (кокса) $G_r^{шл}$, G_r^{yn} выражают в процентах от количества шлака и золы ($G_{шл}$, G_{yn}). Содержание горючих, вынесенных со шлаком и уносом, соответственно

$$G_r^{шл} = G_{шл} \frac{\Gamma_{шл}}{100} \text{ и } G_r^{yn} = G_{yn} \frac{\Gamma_{yn}}{100}.$$

Золовый баланс можно представить в виде

$$\frac{A^p}{100} = \frac{100 - \Gamma_{шл}}{100} G_{шл} + \frac{100 - \Gamma_{yn}}{100} G_{yn}.$$

Если учесть, что теплота сгорания углерода (горючих) $Q_r = 32,6$ МДж/кг, $a_{шл} + a_{yn} = 1$, $G_{шл} = a_{шл} \frac{100}{100 - \Gamma_{шл}} \frac{A^p}{100}$ или $a_{шл} = \frac{100 - \Gamma_{шл}}{100} G_{шл} \frac{100}{A^p}$, то теплота, унесенная со шлаком в расчете на 1 кг топлива,

$$Q_4^{шл} = 32,6 \frac{A^p}{100} a_{шл} \frac{\Gamma_{шл}}{100 - \Gamma_{шл}}.$$

Аналогично

$$Q_4^{yn} = 32,6 \frac{A^p}{100} a_{yn} \frac{\Gamma_{yn}}{100 - \Gamma_{yn}}.$$

Тогда

$$q_4 = \frac{32,6 A^p}{Q_p^p} \left[a_{шл} \frac{\Gamma_{шл}}{100 - \Gamma_{шл}} + a_{yn} \frac{\Gamma_{yn}}{100 - \Gamma_{yn}} \right]. \quad (23)$$

Потери теплоты в окружающую среду обусловлены более высокой температурой наружной поверхности стен $t_{н.ст}$ и элементов котла по сравнению с температурой окружающей среды (холодного воздуха) $t_{хв}$

$$BQ_5 = \sum F_i \alpha_{\kappa_i} (t_{ст i} - t_{хв}).$$

Если принять коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{k_1} = \text{idem} = \alpha_k$ и $t_{н.ст_1} = \text{idem} = t_{н.ст}$, то

$$BQ_5 = \alpha_k (t_{н.ст} - t_{хв}) \sum F_i = q \sum F_i.$$

Тепловой поток q меняется незначительно с изменением мощности котла, так как температуру стенки поддерживают на постоянном безопасном для человека уровне ($t_{н.ст} < 55^\circ\text{C}$) при помощи изоляции. В то же время увеличение площади поверхности стен F_i котла с ростом его мощности происходит медленнее и $\sum F_i/BQ_5^p$ уменьшается, т. е. величина

$$q_5 = \frac{q \sum F_i}{BQ_5^p} 100$$

также снижается.

При изменении нагрузки котла температура $t_{н.ст}$, а следовательно, тепловые потоки меняются незначительно. В то же время вносимая с топливом теплота линейно зависит от нагрузки. Потери q_5 при отклонении нагрузки D от номинальной D_n (%)

$$q_5 = q_{5n} D_n / D. \quad (24)$$

Потери с физической теплотой шлака

$$q_6 = a_{шл} A^p (ct)_{шл} / Q_p^p, \quad (25)$$

где $t_{шл} = 600^\circ\text{C}$ для ТШУ и $t_{шл} = t_s + 100^\circ\text{C}$ для ЖШУ; $c_{шл}$ — теплоемкость шлака.

ГЛАВА 3. СПОСОБЫ СЖИГАНИЯ. КОНСТРУКЦИИ ТОПОЧНЫХ И ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

§ 7. СЛОЕВОЙ СПОСОБ СЖИГАНИЯ. СЛОЕВЫЕ ТОПКИ

Процесс сжигания топлива происходит в неподвижном и кипящем слое (псевдооживленном). В неподвижном слое (рис. 13, а) куски топлива не перемещаются относительно решетки, под которую подается необходимый для горения воздух. В кипящем слое (рис. 13, б) частицы твердого топлива под действием скоростного напора воздуха интенсивно перемещаются одна относительно другой. Кипящий слой существует в границах скоростей от начала псевдооживления до режима пневмотранспорта.

На рис. 14 показана структура неподвижного слоя. Топливо 4, сыпавшееся на горящий кокс, прогревается. Выделяющиеся летучие сгорают, образуя надслойное пламя 5. Максимальная температура ($1300\text{—}1500^\circ\text{C}$) наблюдается в области горения коксовых частиц 3. В слое можно выделить две зоны: окислительную, $\alpha > 1$; восстановительную, $\alpha < 1$. В окислительной зоне продуктами реакции горючего и окислителя являются как CO_2 , так и CO . По мере использования воздуха скорость образования CO_2 замедляется, максимальное ее значение достигается при избытке воздуха $\alpha = 1$. В восстановительной зоне ввиду недостаточного количества кислорода ($\alpha < 1$) начинается реакция между CO_2 и горящим коксом (углеродом) с образованием CO . Концентрация CO в продуктах сгорания возрастает, а CO_2 уменьшается. Длина зон в зависимости от среднего размера δ_k частиц топлива следующая: $L_1 = (2 - 4) \delta_k$; $L_2 = (4 - 6) \delta_k$. На длины зон L_1 и L_2 (в сторону их уменьшения) влияют увеличение содержания летучих горючих V_d^f , уменьшение зольности A^p , рост температуры воздуха.

Поскольку в зоне 2 кроме CO содержатся H_2 и CH_4 , появление которых связано с выделением летучих, то для их дожигания часть воздуха подается через дутьевые сопла 3, расположенные над слоем (см. рис. 13, а). В кипящем слое крупные фракции топлива находятся во взвешенном состоянии. Кипящий слой может быть высокотемпературным и низкотемпературным. Низкотемпературное ($800\text{—}900^\circ\text{C}$) сжигание топлива достигается при размещении в кипящем слое поверхности нагрева котла. Динамика кипящего слоя (по его высоте $h_{сл}$) — выход газообразных составляющих (SO_2 , SO , H_2 и O_2) и изменение температуры t — пред-

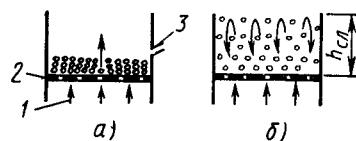


Рис. 13. Схемы сжигания топлива в неподвижном и кипящем слое:

1 — подвод воздуха; 2 — решетка; 3 — дутьевое кольцо

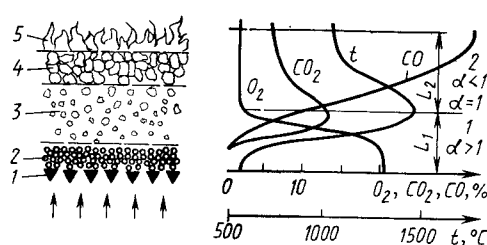


Рис. 14. Структура неподвижного слоя при горении топлива и изменение α , O_2 , CO , CO_2 и t по толщине слоя:

1 — решетка; 2 — шлак; 3 — горячий кокс; 4 — топливо; 5 — надслойное пламя

ставлена на рис. 15. В отличие от неподвижного слоя, где размер частиц топлива достигает 100 мм, в кипящем слое сжигается дробленый уголь с $\delta_k \leq 25$ мм. В слое содержится 5—7 % топлива (по объему). Коэффициент теплоотдачи к поверхностям, расположенным в слое, довольно высок и достигает 850 кДж/(м²·ч·К).

При сжигании малозольных топлив для увеличения теплоотдачи в слой вводят наполнители в виде инертных зернистых материалов: шлак, песок, доломит. Доломит связывает оксиды серы (до 90 %), в результате чего снижается вероятность возникновения низкотемпературной коррозии. Более низкий уровень температур газов в кипящем слое способствует уменьшению образования в процессе горения оксидов азота, при выбросе которых в атмосферу загрязняется окружающая среда. Кроме того, исключается шлакование экранов, т. е. налипание на них минеральной части топлива.

Следует отметить также циркулирующий кипящий слой, характерной особенностью которого является приближение к работе слоя в режиме пневмотранспорта.

Топка с неподвижным слоем может быть ручной, полумеханической или механической с цепной решеткой. Различают топки с прямым (рис. 16, а) и обратным (рис. 16, б) ходом решеток 1, приводимых в движение звездочками 2. Расход топлива, подаваемого из бункера 3, регулируется высотой установки шибера 4 (см. рис. 16, а) или скоростью движения дозаторов 7 (рис. 16, б). В решетках с обратным ходом топливо подается на полотно забрасывателями 8 механического (рис. 16, б, в) или пневматического (рис. 16, г) типа. Мелкие фракции топлива сгорают во взвешенном состоянии, а крупные — в слое на решетке,

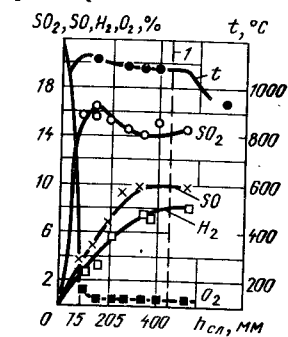


Рис. 15. Изменение газообразных составляющих SO_2 , SO , H_2 и O_2 и температуры t в кипящем слое (по высоте $h_{сл}$):

1 — граница кипящего слоя

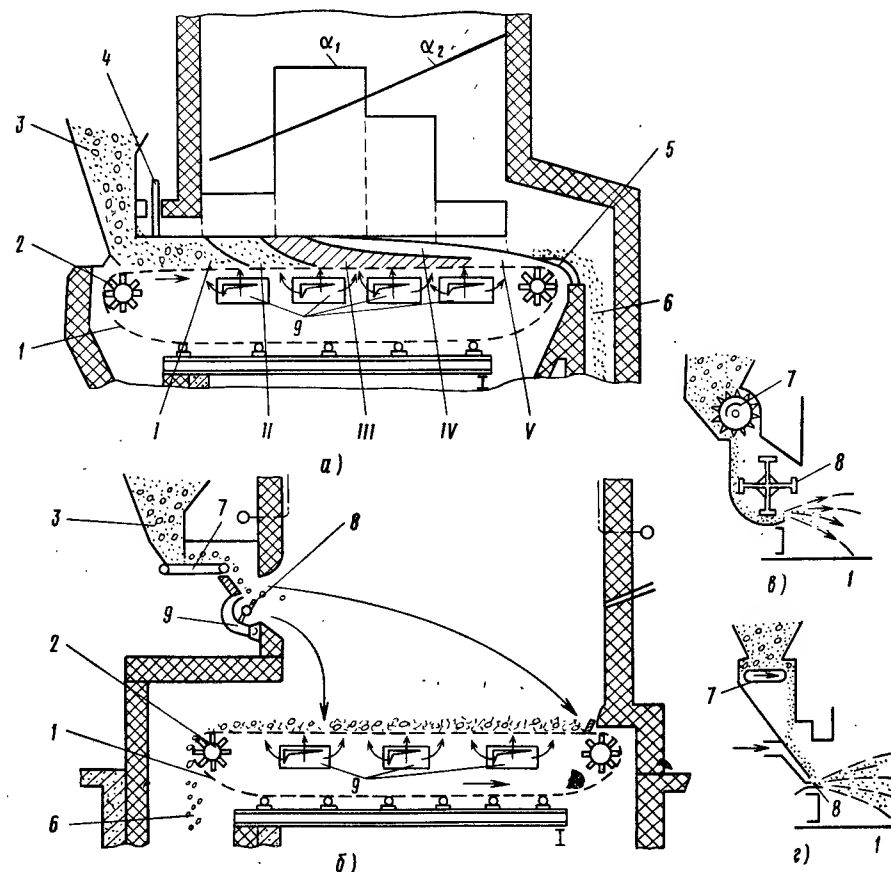


Рис. 16. Схемы работы цепных решеток и типы забрасывателей топлива

под которую подводится воздух 9. Прогрев, воспламенение и горение топлива происходят за счет теплоты, передаваемой излучением от продуктов сгорания. Шлак 6 с помощью шлакоснимателя 5 (рис. 16, а) или под действием собственного веса (рис. 16, б) поступает в шлаковый бункер. Структура горящего слоя представлена на рис. 16, а. Область III горения кокса после зоны II подогрева поступающего топлива (зона I) расположена в центральной части решетки. Здесь же находится восстановительная зона IV. Неравномерность степени горения топлива по длине решетки приводит к необходимости секционного подвода воздуха. Большая часть окислителя должна подаваться в зону III, меньшая — в конец зоны реагирования кокса и совсем небольшое количество — в зону II подготовки топлива к сжиганию и зону V выжига шлака. Этому условию отвечает ступенчатое распределение избытка воздуха α_1 по длине

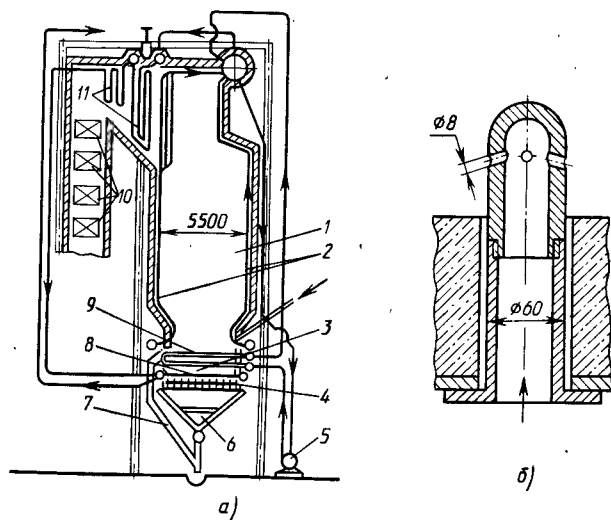


Рис. 17. Схема котла с топкой с кипящим слоем и конструкция колпачка раздачи воздуха

решетки. Подача одинакового количества воздуха во все секции могла бы привести к повышенным избыткам воздуха в конце полотна решетки, в результате чего его будет не хватать для горения кокса (кривая α_1) в зоне III.

Основным недостатком топок с цепными решетками являются повышенные потери теплоты от неполноты сгорания топлива. Область применения таких решеток ограничена котлами паропроизводительностью $D = 10$ кг/с и топливами с выходом летучих $V_L = 20\%$ и приведенной влажностью $W^p = 3,25\%$ кг/МДж.

Топка с кипящим слоем применена на котле паропроизводительностью $D = 75$ т/ч, работающем на сланцах (рис. 17). В зоне низкотемпературного кипящего слоя размещены перегревательные 8 и испарительные 9 поверхности нагрева. Подача топлива в слой 3 происходит сверху, а ввод воздуха — из короба 6 через колпачки (рис. 17, б), расположенные по полотну решетки. Отвод золы из слоя осуществляется по золоотводу 7. Мелкие фракции топлива сгорают во взвешенном состоянии над слоем. Передача теплоты испарительным поверхностям 2 в топке 1, перегревателю 11 и экономайзеру 10 происходит как в барабанном котле.

Для обеспечения надежности циркуляции среды в испарительных поверхностях 9, расположенных в слое, используется циркуляционный насос 5.

Топки с кипящим слоем отличаются пониженным выбросом таких вредных соединений, как NO_x , SO_2 , малой вероятностью шлакования экранов, возможностью (ввиду низкой температуры газов) насыщения объема топки поверхностями нагрева. Недо-

статками их являются повышенная неполнота сгорания топлива, высокое аэродинамическое сопротивление решетки 4 и слоя 3, узкий диапазон регулирования паропроизводительности котла.

§ 8. КАМЕРНЫЙ СПОСОБ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА. ПОДГОТОВКА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА К СЖИГАНИЮ

Слоевой способ сжигания топлива характеризуется относительно невысокими скоростями процесса горения, пониженной его экономичностью и надежностью. Поэтому он не нашел применения в котлах большой производительности.

Камерный (факельный) способ сжигания твердого топлива осуществляется преимущественно в мощных котлах. При камерном сжигании размоленное до пылевидного состояния и предварительно подсушенное твердое топливо подают с частью воздуха (первичного) через горелки в топку. Остальную часть воздуха (вторичный) вводят в зону горения чаще всего через те же горелки или через специальные сопла. В топке пылевидное топливо горит во взвешенном состоянии в системе взаимодействующих газозавоздушных потоков, перемещающихся в ее объеме. При большем измельчении топлива значительно возрастает площадь реагирующей поверхности, а следовательно, химических реакций горения.

Характеристикой размолта твердого топлива является удельная площадь $F_{пл}$ поверхности пыли или суммарная площадь поверхности частиц пыли массой 1 кг ($\text{м}^2/\text{кг}$). Для частиц сферической формы одинакового (монодисперсного) размера величина $F_{пл}$ обратно пропорциональна диаметру пылинки:

$$F_{пл} = \frac{6\pi d^2}{\pi d^3 \rho_{пл}^k} = \frac{6}{d \rho_{пл}^k},$$

где $\rho_{пл}^k = m/(V_{тв} + V_{п})$ — кажущаяся плотность пыли ($\text{кг}/\text{м}^3$), определяемая как отношение ее массы m к объему, занимаемому твердой фазой ($V_{тв}$) и порами ($V_{п}$).

В действительности получаемая при размолте пыль имеет полидисперсный состав и сложную форму. Для характеристики качества размолта полидисперсной пыли наряду с удельной площадью поверхности пыли используют результаты ее просеивания на ситах различных размеров. По данным просеивания строят зерновую (или помольную) характеристику пыли в виде зависимости остатков R_x на сите от размера x ячеек сита: $R_x = f(x)$. Наиболее часто используют показатели остатков на ситах 90 мкм и 200 мкм — R_{90} и R_{200} . Предварительная подготовка топлива и подогрев воздуха обеспечивают выгорание твердого топлива в топке за относительно небольшой промежуток времени (несколько секунд) нахождения пылевоздушных потоков (факелов) в ее объеме.

Перед подачей в систему пылеприготовления котла топливо должно быть очищено от металлических и других посторонних предметов, щепы, а также размоложено до кусков менее 0,025 м. Все эти операции осуществляются в тракте подачи сырого топлива.

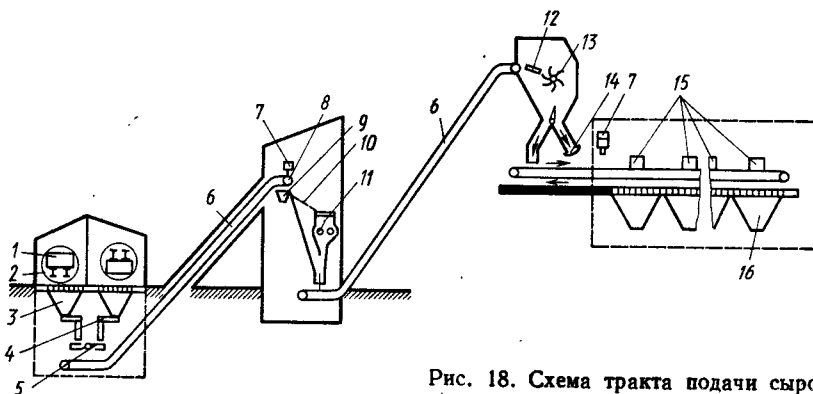


Рис. 18. Схема тракта подачи сырого топлива

Топливо, поступающее на ТЭС, подается в приемо-разгрузочное помещение, обогреваемое в холодное время трубчатыми излучателями или с помощью горячего воздуха. Топливо из вагонов 1 (рис. 18) опрокидывателями 2 ссыпается в приемные бункера 3, из которых питателями 4 и конвейерами 5 подается на ленточный конвейер 6, связанный с узлом пересыпки и дробильным помещением. В конце конвейера 6 расположены магнитные металлоуловители 7 и магнитный барабан 8 конвейера. Отделенный от топлива металл сбрасывается в бункер 9. Крупные куски топлива поступают в дробилки 11, а мелкие, отделенные на грохоте 10, минуют дробилку и смешиваются с раздробленными кусками перед конвейером. Это позволяет уменьшить расходы энергии на дробление. Нераздробленные древесные включения (щепы) по наклонной решетке грохота 12 попадают на щепуловители 13 и далее конвейером 14 удаляются из топливного тракта станции. Топливо поступает на распределительный конвейер котельного цеха. Затем с помощью подвижных разгрузочных тележек или опускных разгрузочных устройств 15 топливо подается в бункера 16 сырого топлива отдельных котлов. В дальнейшем из этих бункеров топливо направляют в систему пылеприготовления.

Системы пылеприготовления включают устройства размельчения и сушки топлива, его дозирования, транспортирования и накопления. Среду, используемую для сушки топлива, называют сушильным агентом. В качестве сушильного агента топлива можно использовать горячий воздух, горячие продукты сгорания, пары их смеси. Газообразную среду с испаренной влагой после процесса сушки называют отработанным сушильным агентом.

По связи размольных устройств с котлами различают два вида систем пылеприготовления: центральные и индивидуальные. В центральных системах пылеприготовления сушка и размол топлива вынесены за пределы котельных цехов (чаще за пределы основного здания ТЭС). Иногда процесс сушки осуществляется вне цеха (на сушильном заводе).

В индивидуальных системах пылеприготовления устройства для размола и сушки топлива находятся в котельном цехе и связаны с работой котла как во времени, так и по сушильному агенту (воздуху или продуктам сгорания, забираемым из котла).

Индивидуальные системы пылеприготовления получили наибольшее распространение. Их делят на системы с прямым вдуванием пыли и с промежуточными бункерами готовой пыли. В системах прямого вдувания угольная пыль после сушки подается к горелкам топочного устройства. В системах с промежуточными бункерами пыль после отделения от сушильного агента накапливается в бункерах.

В замкнутых системах пылеприготовления очищенный отработанный сушильный агент снова может быть использован для транспортирования пыли. В разомкнутых системах пылеприготовления тщательно очищенный сушильный агент сбрасывается в топку или атмосферу. Необходимость тщательного отделения пыли от сушильного агента обусловлена защитой атмосферы от загрязнения и повышением экономичности работы ТЭС.

Тип схемы пылеприготовления зависит от типа размольного устройства. Наибольшее распространение получили молотковые (ММ), шаровые барабанные (ШБМ), среднеходные (шаровые и валковые) мельницы и мельницы-вентиляторы.

В системах прямого вдувания угольной пыли применяют преимущественно ММ и мельницы-вентиляторы, реже ШБМ и среднеходные мельницы; в системах с промежуточными пылевыми бункерами — ШБМ, ММ и среднеходные мельницы.

Индивидуальные системы пылеприготовления с прямым вдуванием с ММ (рис. 19, а, б) используют для подготовки бурых углей, сланцев, фрезерного торфа и каменных углей с большим выходом летучих. Горячим воздухом с температурой 350—400 °С может быть обеспечена требуемая сушка углей начальной влажностью 35—40 % и торфа влажностью 50 %. При более высокой влажности топлива в качестве сушильного агента подают топочные газы 17 (рис. 19, в) или их смесь с воздухом. При использовании ММ для отбора топочных газов требуются специальные эжекторы или горелки эжекторного типа. При газовой сушке топлива целесообразнее применять мельницы-вентиляторы (рис. 19, в), создающие разрежение, достаточное для отбора на сушку газов с температурой 900—1000 °С. Частично топливо сушится в трубах 20.

В системах прямого вдувания могут устанавливать и ШБМ 2 (рис. 19, г). Как и в схемах с мельницами-вентиляторами, сушка топлива может производиться топочными газами или смесью топочных газов с горячим воздухом. Последнее обеспечивается подачей горячего воздуха в смесительную камеру 16 (рис. 19, в, г) из общего короба 1 горячего воздуха.

Схемы пылеприготовления с различными размольными устройствами аналогичны по принципу действия и установленному (кроме мельниц) оборудованию. Сырое топливо из бункера 5 сырого угля

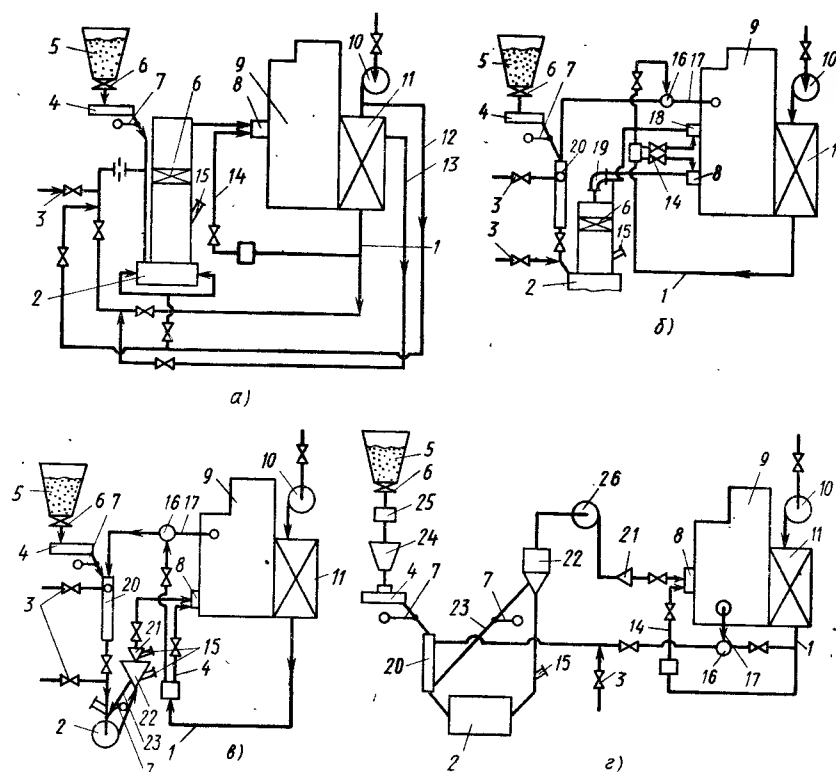


Рис. 19. Индивидуальные схемы пылеприготовления с прямым вдуванием

питателем 4 сырого топлива подается в мельницу 2. На этом участке могут устанавливаться автоматические весы 25 и весовой бункер 24 (рис. 19, з). В связи с увеличением площади поверхности пыли в процессе размола процесс сушки значительно интенсифицируется, и поэтому воздух из короба 1 после воздухоподогревателя 11 подается в мельницу вместе с топливом, а из короба 14 в горелку.

С помощью присадок 3, 12 и 13 воздуха регулируется температура сушильного агента. Отсекающие шибера 6 позволяют производить ремонт без останова котла 9.

Для отделения мелкой пыли от крупных частиц предусмотрена установка сепараторов 22, распределителей воздуха 21 с камерами. В схемах с ММ сепараторы соединены непосредственно с размольным устройством (на схеме не показаны). Уловленная крупная пыль по течке 23 возврата снова подается на вход в мельницу 2. Чтобы исключить обратное движение сушильного агента, на течках 23 возврата и на течках после питателей сырого топлива устанавливаются клапаны-мигалки 7. В схемах с ШБМ 2 для преодоления сопротивления предусмотрена установка основных 10 и дополнительных тягодутьевых машин — мельничных вен-

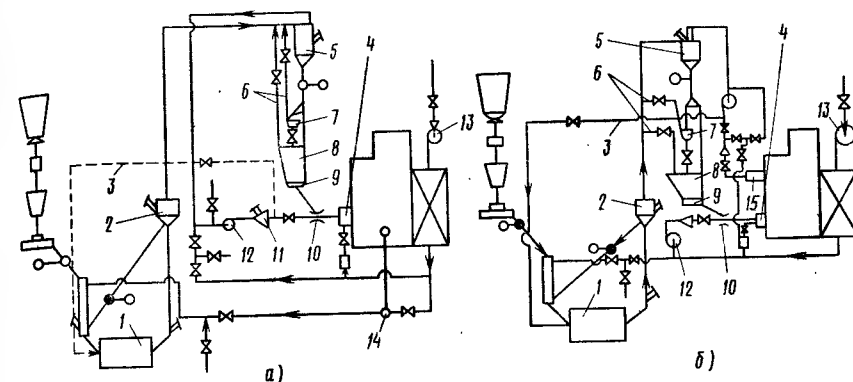


Рис. 20. Индивидуальные замкнутые схемы пылеприготовления с промежуточными бункерами:

а — транспортирование пыли сушильным агентом, сушка смесью газов и воздуха; б — подача сушильного агента в сбросные сопла, сушка горячим воздухом

тиляторов 26, работающих на сильно запыленной среде, а также взрывных клапанов 15.

В последнее время получила распространение система прямого вдувания с пылеконцентратором 19, который устанавливают после мельниц. Пылеконцентратор позволяет отделить большую часть пыли от отработанного сушильного агента и подать ее в основные горелки 8, а основную часть сушильного агента и оставшуюся часть пыли — в сбросные сопла 18. Такая схема обеспечивает интенсификацию и стабильность горения и более полное выгорание топлива, ее можно использовать при организации сжигания таких низкокачественных углей, как лигниты (с влажностью до 60 % и с высокой зольностью).

Индивидуальные системы пылеприготовления с промежуточными бункерами 8 (рис. 20) позволяют уменьшить зависимость работы котла от характеристик поступающего топлива и условий работы мельниц. В отличие от ранее рассмотренных схем готовая пыль вместе с отработанным сушильным агентом после сепаратора 2 направляется в циклон 5, где происходит отделение пыли от сушильного агента. После циклона 5 пыль по течкам поступает в бункер 8 пыли, откуда питателем 9 подается в смеситель 10, установленный на пылепроводе, ведущем к горелке 4. В этот же пылепровод поступает сушильный агент из циклона 5, транспортирующий пыль к горелкам. Для преодоления значительного гидравлического сопротивления тракта пылеприготовления предусмотрен мельничный вентилятор 12 с распределителем первичного воздуха 11 за ним. Размещение мельничного вентилятора после циклонов 5 позволяет обеспечить работу всей системы пылеприготовления под разрежением (уменьшается запыленность помещения), а транспортировку готовой пыли к горелкам — под наддувом.

Реверсивные шнеки 7 заполняют пылью бункера не только работающей мельницы, но и соседних мельниц и котлов. Установка линий 6 влагоотсоса на бункерах 8 и реверсивных шнеках способствует снижению влажности пыли ввиду конденсации водяных паров. Для обеспечения оптимальных условий работы мельниц 1 и сепараторов 2 в них необходимо поддерживать постоянные скорости. При изменении влажности поступающего топлива поддержание необходимой скорости при сохранении температуры отработанного сушильного агента достигается его подачей на вход в размольное устройство (линия 3 рециркуляции) при воздушной сушке или изменением соотношения топочные газы — горячий воздух в смесителе 14 при сушке смесью газов и воздуха.

Для повышения устойчивости процесса горения и его температурного уровня применяют замкнутые системы пылеприготовления с подачей сушильного агента после циклонов в сбросные сопла 15. Транспортирование подсушенной готовой пыли осуществляют горячим воздухом, подаваемым дутьевым вентилятором 13 или специальным вентилятором горячего дутья. Эти системы рекомендуются использовать для углей влажностью $W_p = 30 \div 40 \%$.

Для высоковлажных углей рекомендуется применять индивидуальную разомкнутую систему пылеприготовления с пылевыми бункерами. В этих схемах сушку топлива предпочтительнее производить горячими продуктами сгорания, отбираемыми из топки или за поверхностями нагрева котла. Так как в таких схемах (в отличие от рассмотренных) отработанный сушильный агент сбрасывается в атмосферу, следует устанавливать пылеуловители высокой степени очистки. Благодаря применению этих схем обеспечивается надежное сжигание низкокачественных топлив с $Q_p^R = 5 \div 6$ МДж/кг. Однако разомкнутые системы пылеприготовления имеют большие капитальные и эксплуатационные расходы. Они отличаются пониженной экономичностью ввиду выноса пыли после пылеуловителей в атмосферу и являются источником повышенного загрязнения окружающей среды угольной пылью, что ограничивает их применение.

Выбор типа мельниц определяется сжигаемым топливом. На котел устанавливают не менее двух мельниц. Единичная производительность (кг/с) мельницы зависит от числа n_m на котел:

$$B_m = Bk_s / (n_m - 1),$$

где B — секундный расход топлива на котел при номинальной нагрузке, кг/с; k_s — коэффициент запаса, $k_s = 0,75$ при $n_m = 2$ и $k_s = 0,9$ при $n_m \geq 3$.

Размольные устройства отличаются по принципу измельчения и скорости движения мелющих органов.

Молотковые мельницы (рис. 21) широко используют при сжигании каменных углей с повышенным выходом летучих ($V_f \geq 30 \%$), бурых углей, сланцев и фрезерного торфа. Они относятся к быстроходным мельницам, имеют частоту вращения 9,8 — 16,5 1/с. Раз-

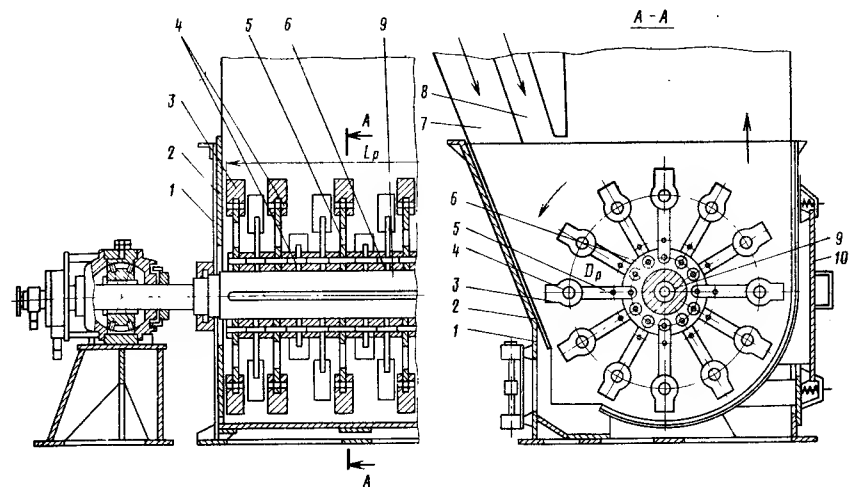


Рис. 21. Молотковая мельница:

1 — корпус; 2 — броневая плита; 3 — бункер; 4 — палец; 5 — билодержатель; 6 — диск; 7 — патрубок ввода сушильного агента; 8 — патрубок ввода топлива; 9 — вал; 10 — дверь.

мол топлива в них происходит под ударным воздействием быстро-вращающихся бил 3 на слой медленно вращающегося топлива, а также истиранием между билами и в зазоре между броневыми плитами 2 и билами 3. Чтобы эффективность размола не снижалась, необходимо по мере износа бил и увеличения зазора между ними производить замену бил. Била с помощью пальцев 4 соединены с билодержателями 5, а последние с диском 6.

Вал ротора с навешенными на него билами помещен в стальной корпус 1, покрытый изнутри броневыми плитами 2. Для смены наиболее изнашиваемых деталей (бил) в корпусе предусмотрены двери 10. Длительность рабочей кампании бил в зависимости от сжигаемого топлива составляет 100—3000 ч. Вал выполнен полым с внутренним подводом охлаждающей среды.

Топливо поступает через входной патрубок 8 по всей длине ротора, а сушильный агент может подводиться через патрубок 7 по касательной к ротору параллельно потоку топлива, как показано на рис. 21, или вдоль оси ротора со стороны крайних дисков (и бил). В соответствии с этим первый тип ММ получил название тангенциальных, а второй — аксиальных. Мельницы с комбинированным вводом сушильного агента — это аксиально-тангенциальные молотковые мельницы.

Преимуществами ММ являются простота и малая металлоемкость конструкции, удобство и экономичность эксплуатации, возможность использования для топлив повышенной взрывоопасности. К недостаткам следует отнести грубость помола и интенсивный износ мелющих органов на топливах повышенной

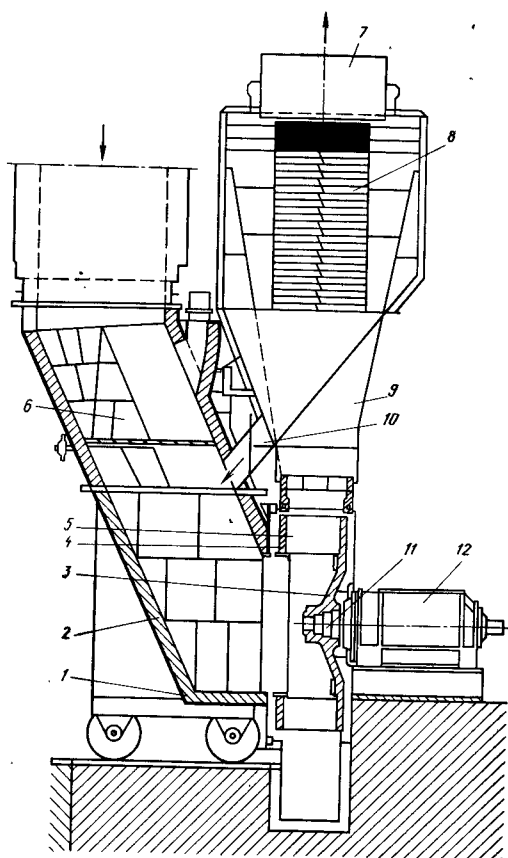


Рис. 22. Мельница-вентилятор

ричного соударения частиц с броневыми листами корпуса и трения. Измельченное топливо с несущим его сушильным агентом попадает в выходной патрубок 9 и расположенный за ним инерционный или центробежный сепаратор. В сепараторе с лопатками 8 крупная пыль отделяется от потока и возвращается в мельницу по течке 10, а сушильный агент подает пыль через патрубок 7 к горелкам. Так как мельница-вентилятор является не только размольной, но и простейшей тягодутьевой установкой с напором до 2—3 кПа, облегчается отбор топочных газов на сушку, а следовательно, процесс сжигания высоковлажных топлив.

В настоящее время система пылеприготовления с мельницами-вентиляторами находит все большее применение для блоков различных мощностей, особенно при сжигании высоковлажных углей с $W_p \geq 50\%$. Их преимуществами можно считать применение газовой сушки, простоту и компактность конструкции.

абразивности. Производительность ММ по размолу топлива (подмосковного угля) 0,75—28 кг/с.

Мельницы-вентиляторы (рис. 22) также относятся к быстрходному типу мельниц (частота вращения $n = 9,8 \div 24,5$ 1/с). В стальном корпусе 1, обшитом изнутри броневыми плитами 2 вращается ротор, включающий кольцевой 4 и несущий 3 диски, соединенные плоскими (радиальными) лопатками 5 с броневыми листами на лобовой стороне. Несущий диск размещен на валу 11, соединенном с электродвигателем 12.

Топливо вместе с сушильным агентом поступает по патрубку 6 в мельницу. Здесь оно дробится быстровращающимися лопатками ротора. Дополнительное измельчение происходит в результате вто-

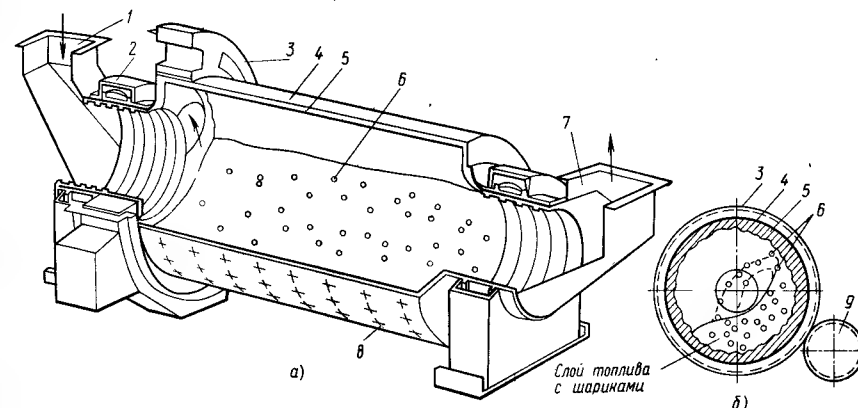


Рис. 23. Шаровая барабанная мельница и схема размола

Шаровые барабанные мельницы устанавливают в системах пылеприготовления для абразивных углей с низкой размолоспособностью, а также при необходимости получения тонкого помола (антрациты, полуантрациты, некоторые каменные и бурые угли). ШБМ обладают пониженной чувствительностью к наличию металла, являются универсальными и могут работать на любом топливе. Их относят к тихоходному типу мельниц (частота вращения $n = 0,25 \div 0,4$ 1/с).

ШБМ (рис. 23, а) имеет цилиндрический стальной корпус 4 (барабан), покрытый изнутри волнистыми броневыми плитами 5. Барабан заполнен стальными шарами 6 диаметром 25—75 мм и приводится во вращение через венцовое колесо 3 колесо 9, соединенное с электродвигателем через редуктор. При вращении мельница опирается на катки или подшипники в цапфах 2. Топливо и сушильный агент поступают в барабан через входной патрубок 1, а готовая пыль выносится через выходной патрубок 7.

Сочленение патрубков с вращающимся барабаном в районе цапф тщательно уплотняют. Для уменьшения шума и потерь теплоты между корпусом барабана и броневыми плитами (закрепляемыми болтами 8) устанавливают асбестовую и войлочную изоляцию, снаружи ШБМ покрывают металлической обшивкой.

При вращении барабана в результате взаимодействия с броневой плитой 5 шары 6 и частицы топлива увлекаются в движение и, поднимаясь на определенную высоту, отрываются от брони и падают на слой перекатывающегося топлива и шаров (рис. 23, б). Размол топлива происходит как от удара шаров при падении, так и от их истирающего действия при перекатывании в слое движущегося топлива. С ростом частоты вращения барабана интенсивность размола топлива сначала увеличивается (так как шары поднимаются на большую высоту). При некоторой «критической» частоте шары «прилипают» к поверхности брони и интенсивность

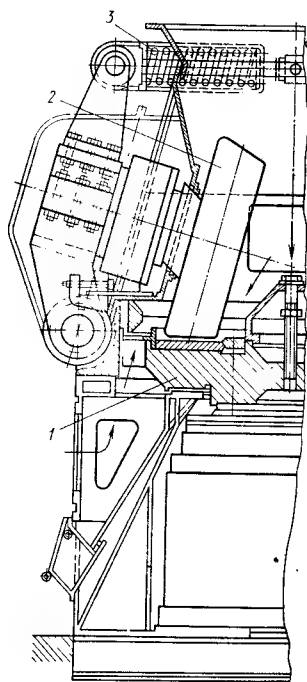


Рис. 24. Среднеходная валковая мельница

широкого распространения. Куски топлива в СМ раздавливаются на подвижном нижнем столе 1 (рис. 24) вращающимися шарами (в шаровых) или коническими валками 2 (в валковых). Шары и валки прижимаются к нижнему столу усилием упорных пружин 3. Сырое топливо поступает сверху на центральную часть нижнего вращающегося стола и под действием центробежных сил отбрасывается под шары или конические валки. Измельченное топливо выносится к сепаратору сушильным агентом, вводимым по периферии нижнего стола. В качестве сушильного агента к мельницам подводится преимущественно воздух с температурой 250—300 °С, их применяют для топлив умеренной влажности. Среднеходные мельницы достаточно компактны; износ мелющих органов и расход энергии на размол топлива относительно небольшие.

Требуемое качество пыли, определяемое тонкостью помола, обеспечивается с помощью сепараторов и регулированием расхода сушильного агента в мельнице. В сепараторах крупные частицы пыли отделяются и возвращаются в мельницу. Отделение крупных частиц может происходить под действием сил тяжести или инерционных (в том числе и центробежных) сил.

На рис. 25 приведены схемы различных типов сепараторов. В гравитационных сепараторах (рис. 25, а) требуемая тонкость

размола резко уменьшается. По мере истирания шаров новые шары периодически добавляют через входной патрубок 1.

ШБМ имеют производительность 1,11—19,5 кг/с. Они получили достаточно широкое распространение, обеспечивают глубокое регулирование тонкости помола и высокую надежность эксплуатации, малочувствительны к попаданию металлических предметов. В то же время следует иметь в виду, что эти мельницы имеют относительно большие размеры и металлоемкость. Отличаются пониженным КПД размола. Их работа сопровождается сильным шумом ввиду большого объема системы пылеприготовления даже для топлив пониженной взрывоопасности обязательна установка взрывных клапанов, обеспечивающих выброс продуктов в атмосферу.

Среднеходные мельницы (СМ) чаще используют в схемах прямого вдувания. Вследствие их повышенной чувствительности к попаданию металлических предметов, они пока не получили

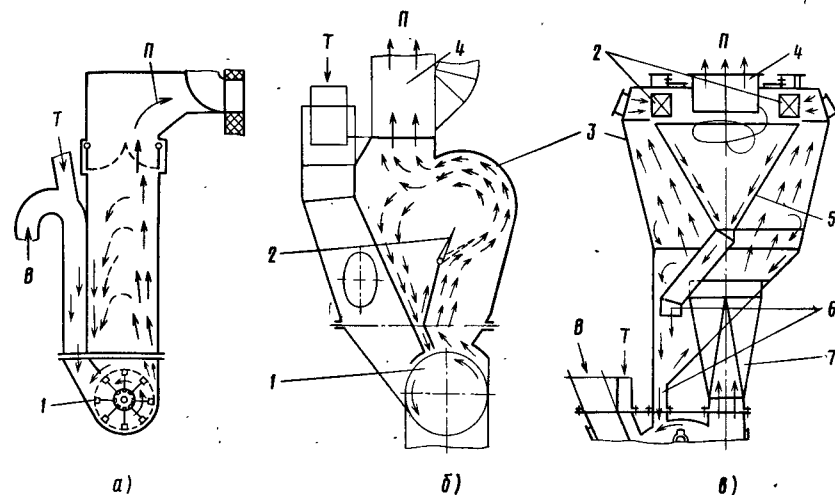


Рис. 25. Сепараторы пыли:

а — гравитационный; б — инерционный с ММ; в — центробежный с ММ; 1 — мельница; 2 — поворотная лопатка (шибер); 3 — корпус; 4 — выходной патрубок; 5 — внутренний конус; 6 — течка возврата; 7 — подводящий патрубок

помола топлива T достигается установлением необходимой скорости восходящего потока сушильного агента B (воздуха) в корпусе. В инерционных сепараторах осуществляется поворот потока с помощью изгибов патрубков или специальных поворотных направляющих лопаток 2 (рис. 25, б) и соответствующей конфигурацией корпуса 3 сепаратора.

В центробежных сепараторах (рис. 25, в) пылевоздушная смесь P из подводящего патрубка 7 поступает в полость, образованную корпусом 3 и внутренним конусом 5. Здесь поток может замедлиться в 2—4 раза. Крупные частицы выпадут к течке 6 возврата в мельницу. Оставшаяся пыль с сушильным агентом B закручивается установленными лопатками 2, поворачиваемыми специальным направляющим аппаратом. В результате закрутки частицы отжимаются к стенке внутреннего конуса 5 и крупные частицы по течке 6 возврата попадают в мельницу.

Глубина регулирования тонкости помола выражается отношением остатка пыли на сите с ячейками размером 90 мкм при полном открытии лопатками прохода ($R_{90 \max}$) к остатку при максимальном закрытии прохода ($R_{90 \min}$):

$$C_p = R_{90 \max} / R_{90 \min}$$

На эффекте использования инерционных сил, действующих на твердые частицы при закрутке потока, построены также циклоны, отделяющие пыль из пылевоздушного потока.

Дозирование угольной пыли и сырого топлива осуществляют питатели, устанавливаемые под бункерами. Наибольшее распространение получили шнековые и лопастные питатели пыли, скреб-

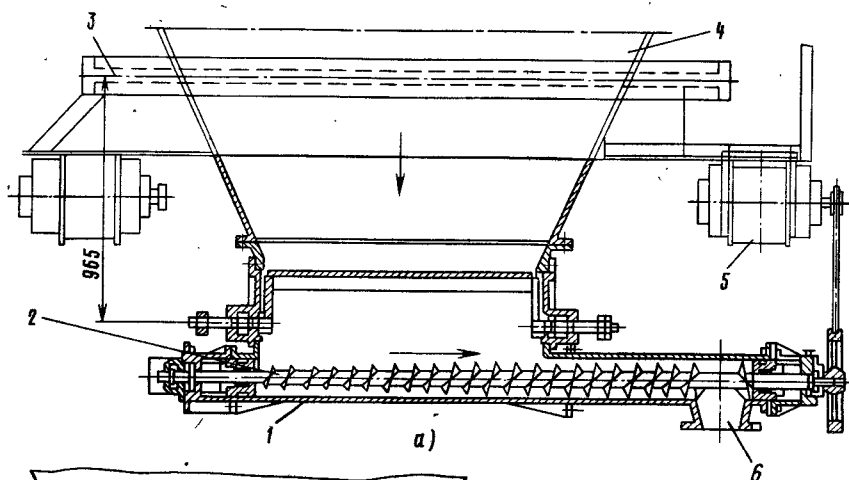
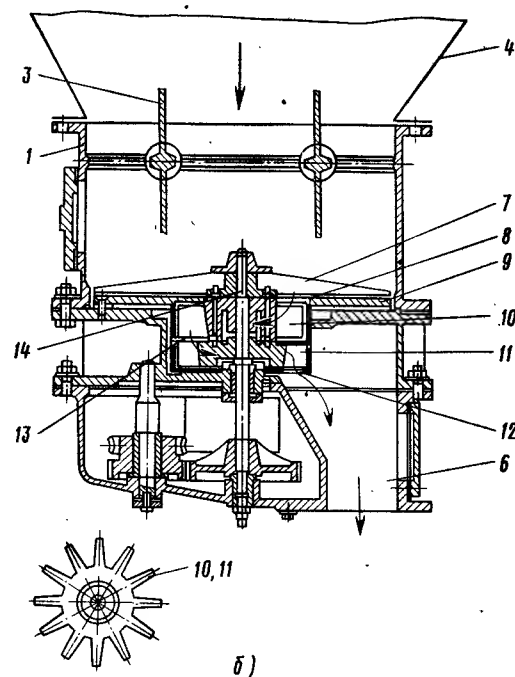


Рис. 26. Питатели пыли



кера. При одинаковом диаметре витков «работают» только первые витки (как и при работе скребкового питателя угля). Для уменьшения самопроизвольного схода пыли в последних витках (перед выходным патрубком 6) шаг между витками уменьшают, обеспечивая «подпрессовку». Расход пыли регулируют изменением частоты вращения шнека. Лопастные питатели (рис. 26, б) представляют собой цилиндрический корпус 1, по оси которого на валу 14 последовательно

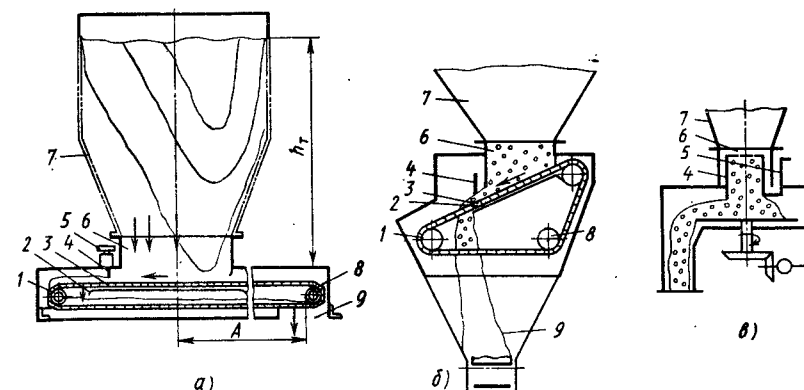


Рис. 27. Питатели угля

по ходу пыли установлены ворошитель 7, верхнее мерительное 10 и нижнее подающее 11 колеса. Пыль из бункера 4, разрыхленная ворошителем, через окно 8 в верхней крышке 9 вводится в полости верхнего колеса и затем определенными дозами через окно 13 поступает на нижнее колесо, выходное окно 12, выходной патрубок 6 пыли и через смесители в пылепровод к горелкам. Двигатель (не показан) с переменной частотой вращения или с вариаторами позволяет изменять расход пыли. Для прекращения подачи пыли служат шиберы 3. В лопастных питателях повышенной производительности предусматривают под два входных и выходных патрубка.

Шнековые питатели применяют для бурых и каменных углей, лопастные — для более сухих топлив (типа АШ, тощих, каменных).

После питателей угольная пыль смешивается в смесителях с транспортирующим агентом и направляется в горелки по пылепроводам круглого сечения со скоростью более 25 м/с (во избежание отложений пыли). При скорости потока более 30—32 м/с происходит значительный износ пылепроводов, что нежелательно ввиду возникновения потерь топлива и запыления помещения.

В скребковых питателях (рис. 27, а) топливо из бункера 7 поступает через входной патрубок 6 на разделительный стол 2, с которого оно скребками, шарнирно закрепленными на цепях 3, сбрасывается в нижнюю часть питателя. Затем этими же скребками, но движущимися в противоположном направлении, топливо перемещается к выходному окну 9.

Цепь приводится в движение через вал натяжного барабана 8 (звездочки) двигателем, обеспечивающим изменение частоты вращения от 1:3 до 1:5.

Расход топлива можно изменять также регулятором 4 высоты слоя с помощью привода 5. Конструкция крепления барабана 1 позволяет производить натяжение цепи 3. На взрывоопасных топливах возможно воспламенение длительно лежащей в питателе

пыли (например, в углах у натяжной звездочки). Поэтому, например для торфа, разделительный стол 2 удлиняют от натяжной звездочки 1 до выходного окна 9, приваривают его к боковым стенкам питателя и изменяют направление движения скребков.

Длина скребковых питателей зависит от расстояния между бункерами сырого угля и мельницами. Она может достигать 20—30 м. В этом случае при перекосе лент или при повышенных нагрузках наблюдается обрыв цепей. Для исключения обрывов применяют комбинацию длинных конвейеров (преимущественно ленточных) и скребковых дозаторов сырого топлива.

Дозатор угля (рис. 27, б) по конструкции аналогичен скребковому питателю, но имеет более короткие усиленные цепи 3 и наклонно расположенный стол 2. Ленты конвейера размещают за дозатором. Наклон стола позволяет уменьшить неравномерность выхода угля из бункера.

Тарельчатый питатель угля (рис. 27, в) по принципу работы подобен лопастному питателю пыли, но имеет вместо двух одно колесо, расположенное под бункером. Как и в описанных выше питателях угля расход можно регулировать с помощью регулятора 4 слоя, выполненного (в данном случае) в виде коаксиального цилиндра.

Выбор и расчет элементов системы пылеприготовления производят на основе оценки их единичной производительности по топливу и расходу сушильного агента с введением коэффициентов запаса. После выбора оборудования (из стандартного ряда) проверяют его характеристики. Выбор и расчет (тепловой, аэродинамический и др.) системы пылеприготовления, мельниц, питателей пыли и угля, сепараторов, циклонов, смесителей, бункеров проводят по соответствующим нормативным материалам. При этом обязательно учитывают геометрические размеры и компоновку оборудования.

Выбор оборудования пылеприготовления, и в частности мельниц проводится с точки зрения экономической их целесообразности. Экономичность оборудования пылеприготовления принято оценивать по удельным затратам энергии на размол и транспортирование топлива с учетом затрат на ремонт и замену оборудования, его узлов и деталей.

Удельный расход энергии $\mathcal{E}_p$ на размол или $\mathcal{E}_{тр}$ пневматическое транспортирование определяется количеством энергии на получение 1 кг пыли заданного фракционного состава или ее транспортирование:

$$\mathcal{E}_{p(тр)} = N_{p(тр)} / B_m,$$

где $N_{p(тр)}$ — потребляемая мощность, кВт; B_m — расход топлива через мельницу, кг/с.

Расход энергии на размол угля в значительной степени зависит от типа выбранной мельницы и характеристик топлива, а расходы на пневматическое транспортирование — от схемы системы

пылеприготовления. Наибольшее количество энергии на размол топлива требуется в ШБМ, а меньшее — в ММ. При выборе мельниц следует учитывать надежность их работы, скорость изнашивания мелющих органов. Например, стоимость замены изнашиваемых мелющих органов в ММ, работающих на подмосковном угле, существенно больше, чем в ШБМ.

§ 9. КАМЕРНЫЕ ПЫЛЕУГОЛЬНЫЕ ТОПКИ

Технологические способы организации сжигания характеризуются определенным вводом топлива и воздуха в топку.

В большинстве систем пылеприготовления транспортирование топлива в топку осуществляется первичным воздухом, являющимся только частью общего количества воздуха, необходимого для процесса горения. Подача вторичного воздуха в топку и организация взаимодействия его с первичным осуществляются в горелке.

Горелки предназначены для ввода в топку и перемешивания топлива и воздуха, обеспечения устойчивого воспламенения и выгорания смеси. Они должны отвечать следующим требованиям:

герметичности соединения с топкой;

ремонтпригодности;

обеспечивать устойчивое горение на сниженной нагрузке и при использовании резервного топлива (газа или мазута).

В зависимости от принципа организации процесса ввода пылевоздушной смеси пылеугольные горелки можно разделить на три типа: вихревые, прямоточные и плоскофакельные.

Принцип работы вихревой горелки (рис. 28) следующий. Потoki первичного I и вторичного II воздуха вводят в топку через кольцевые концентрические каналы, в которых установлены завихрители. Направление крутки потоков одинаковое. Характерной особенностью такого течения является сопоставимость по

величине всех трех составляющих скорости: аксиальной (продольной) w_a , касательной w_t (окружной) и радиальной w_r . Наличие касательной составляющей скорости приводит к заметному расширению струи, образующей в пространстве параболическое тело вращения. В центральной внутренней части I струи образуется зона разрежения, величина которой определяется втулочным отношением $m = D_0/D_a$ и скоростью потоков на выходе из горелок.

Под действием перепада давлений возникают обратные токи высокотемпературных продук-

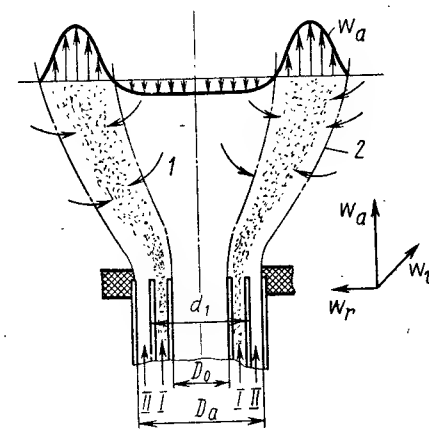


Рис. 28. Схема стабилизации процесса горения в прямоточной вихревой горелке

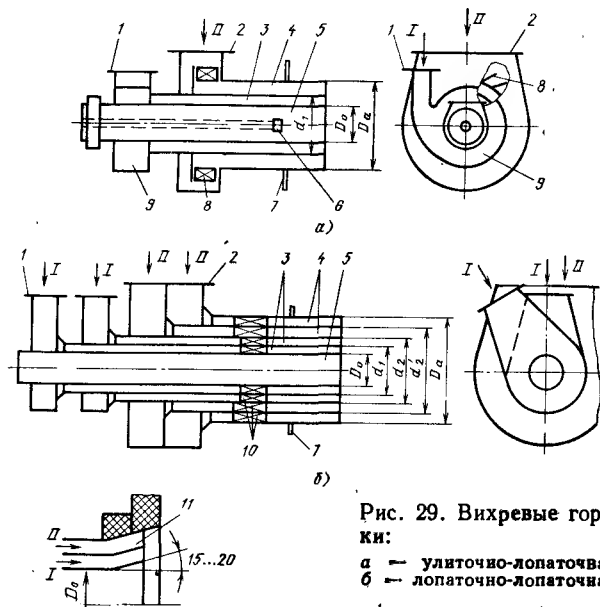


Рис. 29. Вихревые горелки:
а — улиточно-лопаточная;
б — лопаточно-лопаточная

тов сгорания (см. изменение скорости w_a), обеспечивающие стабилизацию воспламенения пылевоздушной смеси. При движении первичный I и вторичный II воздух перемешиваются, и процесс горения распространяется на внешнюю поверхность 2 струи.

В зависимости от конструкции завихрителей различают горелки улиточно-лопаточные, улиточно-улиточные, лопаточно-лопаточные, прямоточно-улиточные и прямоточно-лопаточные. В названии сначала указывают тип завихрителя по первичному воздуху.

В вихревой горелке подводы первичного I и вторичного II воздуха индивидуальные (рис. 29). Соединения 1 и 2 с пылепроводами и воздухоподводящими коробами фланцевые. Подвод вторичного II воздуха может быть как верхним, так и нижним, а подвод первичного I воздуха — только верхним, что объясняется необходимостью предупреждения отложений пыли в пылепроводе. Каналы 3 первичного и 4 вторичного воздуха кольцевые концентрические. Центральный канал 5 диаметром D_0 служит для ввода мазутной форсунки 6, а также для обеспечения заданного втулочного отношения $m = D_0/D_a$. Подача воздуха осуществляется только при работе форсунки.

Завихрители первичного воздуха могут быть улиточными 9 (рис. 29, а), аксиальными лопаточными 10 (рис. 29, б). Прямоточное движение пылевоздушной смеси допускается для каменных и бурых углей с выходом летучих $V_f \geq 30\%$. В этом случае в выходной части горелки предусматривается диффузорный участок II с углом раскрытия $15-20^\circ$.

4. Схемы завихрителей и формулы для расчета параметра n крутки

Тип	Схема	Параметр крутки n
Аксиальный лопаточный		$\frac{\sqrt{2(D_1^2 + D_2^2)}}{\sqrt{D_1^2 - D_2^2}} \operatorname{tg} \beta$
Тангенциальный лопаточный		при числе лопаток $z_n \leq 16$ $\frac{\pi \sqrt{D_1^2 - D_2^2}}{2b_n z_n} \times \left[\frac{\sin \beta_n}{\sin \frac{180}{z_n} \cos \left(\beta_n + \frac{180}{z_n} \right)} \right]$ при числе лопаток $z_n > 16$ $\frac{\sqrt{D_1^2 - D_2^2}}{2b_n} \operatorname{tg} \beta_n$
Улиточный		$\frac{\pi A_1 \sqrt{D_1^2 - D_2^2}}{ab}$ где $c = (0,03 \div 0,05) D_1$; $a/b = 1,67 \div 2,5$; $ab = 0,25 \times (1 + 1,25) \pi (D_1^2 - D_2^2)$

Закрутка вторичного воздуха осуществляется улиточными или лопаточными завихрителями тангенциального или аксиального 10 типа. Каждая горелка соединена элементом 7 с топкой.

Для улучшения регулировочных характеристик горелок единичной мощностью $Q_r \geq 50$ МВт используют двойные каналы по вторичному воздуху. Кроме того, тангенциальный или осевой завихритель выполняют с изменяющимся положением лопаток. В системах пылеприготовления с прямым вдуванием при тепловой мощности горелок $Q_r = 40 \div 50$ МВт рекомендуется применять сдвоенные горелки по первичному и вторичному воздуху (рис. 29, б). Подвод первичного воздуха осуществляют от различных мельниц. Благодаря этому останов мельницы практически не влияет на число работающих горелок.

Раскрытие факела, количество эжектируемых газов, распределение скоростей, дальность в вихревой горелке опреде-

ляются интенсивностью закручивания потоков, которая оценивается параметром n крутки, зависящим от конструкции завихрителя (табл. 4).

Для струи, выходящей из горелки и состоящей из нескольких кольцевых струй, результирующий параметр крутки горелки

$$n_r = \frac{\sum_{i=1}^p [n_i \rho_i \omega_i^2 F_i D_{i \text{ рв}}]}{D_{г \text{ рв}} \sum_{i=1}^p (\rho_i \omega_i^2 F_i)},$$

где p — число соосных кольцевых струй; n_i — параметр крутки отдельной струи (см. табл. 4); ρ_i — плотность потока i -й струи, кг/м³; ω_i — скорость на выходе из канала i -й струи, м/с; $D_{i \text{ рв}}$ — диаметр круга, площадь которого равна выходному сечению F_i кольцевого канала i -й струи, м; $D_{г \text{ рв}} = \sqrt{D_a^2 - D_0^2}$ — диаметр круга, площадь которого равна выходному сечению горелки, м.

Значения рекомендуемых скоростей по первичному и вторичному воздуху в зависимости от типа завихрителей и единичной тепловой мощности Q_r горелки приведены в табл. 5.

Параметры крутки потоков по первичному и вторичному воздуху для различных видов топлива и способов его сжигания приведены в табл. 6.

Для котлов паропроизводительностью $D \leq 640$ т/ч по вторичному воздуху используют как улиточные, так и лопаточные завихрители, а для $D \geq 640$ т/ч — лопаточные. При $n_1 \geq 3$ рекомендуются улиточные завихрители. Для $n_1 < 3$ допускается применение осевых аппаратов. Для котлов с $D \leq 120$ т/ч возможна установка прямоточно-улиточных горелок с рассекателем. Через вихревые горелки целесообразна подача всех видов топлива кроме

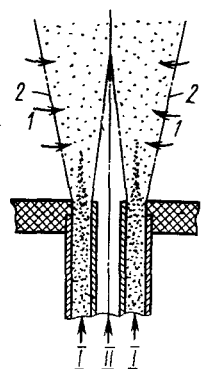


Рис. 30. Схема работы прямоточной горелки

фрезерного торфа. К недостаткам этих горелок следует отнести: повышенное гидравлическое сопротивление, конструктивную сложность, необходимость выполнения выходной части из жаростойких материалов во избежание ее выгорания, повышенную склонность к сепарации топлива, несколько больший (по сравнению с горелками других конструкций) выброс окислов азота в атмосферу.

В прямоточных горелках в отличие от вихревых потоки первичного I и вторичного II воздуха не закручиваются и имеют одностороннее (спутное) движение (рис. 30). Касательная составляющая скорости отсутствует, а радиальная намного меньше продольной составляющей. Стабилизация воспламенения осуществляется благодаря эжекции продуктов

5. Рекомендуемые значения скоростей первичного ω_1 и вторичного ω_2 воздуха

Тип горелки	Тепловая мощность горелки Q_r , МВт	Шлакоудаление, вид топлива					
		Жидкое			Твердое		
		АШ, ПА, Т, СС		К и В	Т	К и В	
		ω_1 , м/с	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$			ω_1 , м/с	$\frac{\omega_2}{\omega_1}$
Вихревая, кроме прямоточно-улиточной	До 25	14—18	1,3—1,4	20—22	16—18	20—22	1,3—1,4
	35			22—24	18—20	22—24	
	50	16—20					
	75	18—22	1,4—1,5	24—26		24—26	1,5—1,6
	100			26—28			
Вихревая прямоточно-улиточная	125	20—24		28—30			
	25					18—20	1,2—1,3
	30						
Прямоточная с односторонним вводом пыли	15			22—23		22—23	1,7—1,8
	25	20—22	1,2—1,4				
	35	22—24	1,4—1,6	22—24	22—24	22—24	
	50	23—25	1,5—1,6	23—25	23—25	23—25	
	75					25—26	1,8—2,0
	100						
	125					25—27	

Тип горелки	Тепловая мощность горелки Q, МВт	Шлакоудаление, вид топлива							
		Жидкое				Твердое			
		АШ, ПА, Т, СС		К и Б		Т		К и Б	
		ш ₁ , м/с	$\frac{ш_2}{ш_1}$	ш ₁ , м/с	$\frac{ш_2}{ш_1}$	ш ₁ , м/с	$\frac{ш_2}{ш_1}$	ш ₁ , м/с	$\frac{ш_2}{ш_1}$
Плоскофакельная	20	22—26	1,3—1,6	26—28	1,4—1,6	26—28	1,3—1,6	22—26	1,4—1,6
	35	26—28	1,4—1,6						
	50								
	75								
	100	28—30	1,7—1,8						
Прямоточная с чередующимся вводом пыли и воздуха по вертикали	25	20—22	1,3—1,4	22—23	1,7—1,8	16—18	2,7—3		
	35	22—24	1,4—1,6	22—24	1,8—2,0				
	50	23—25	1,5—1,6	23—25	—				
	75	—	—	25—26	—				
	100	—	—	—	—			—	
То же, по горизонтали	30	—	—	—	—	24—26	1,4—1,8		
	45	—	—	—	—				
	65	—	—	—	—				
	15	—	—	23—25	—			23—25	
Прямоточная встречно-смещенная	20	—	—	24—26	1,4—2,0	—	—	24—26	1,4—1,8
	35	—	—	24—27		—	25—26		
	45	—	—	26—28		—	25—27		

6. Параметры крутки первичного n_I и вторичного n_{II} воздуха

Топливо	Способ шлакоудаления	n_I		n_{II}
		Улитка	Лопаточный аппарат	
АШ, ПА, СС К (типа Г) и Б	ЖШУ	3,4-4 * 3	2-2,5 * 3	4-4,5 * 3,5
К и Б	ТШУ	2,5-3	2,5-3	3,0

* Большие значения для АШ.

сгорания I по периферии 2 струи. Нужная степень перемешивания воздуха достигается соответствующим соотношением скоростей первичного I и вторичного II воздуха (см. табл. 5).

По характеру ввода первичного и вторичного воздуха различают горелки с центральным, периферийным, односторонним (рис. 31, а), чередующимся по ширине (рис. 31, б, в, г) или высоте (рис. 31, д) подводом окислителя II и пылевоздушной смеси I , а также частичного их перемешивания (рис. 31, е).

Подводы к горелкам первичного I воздуха от пылепроводов I или 8 и вторичного II воздуха индивидуальные. Горелки соеди-

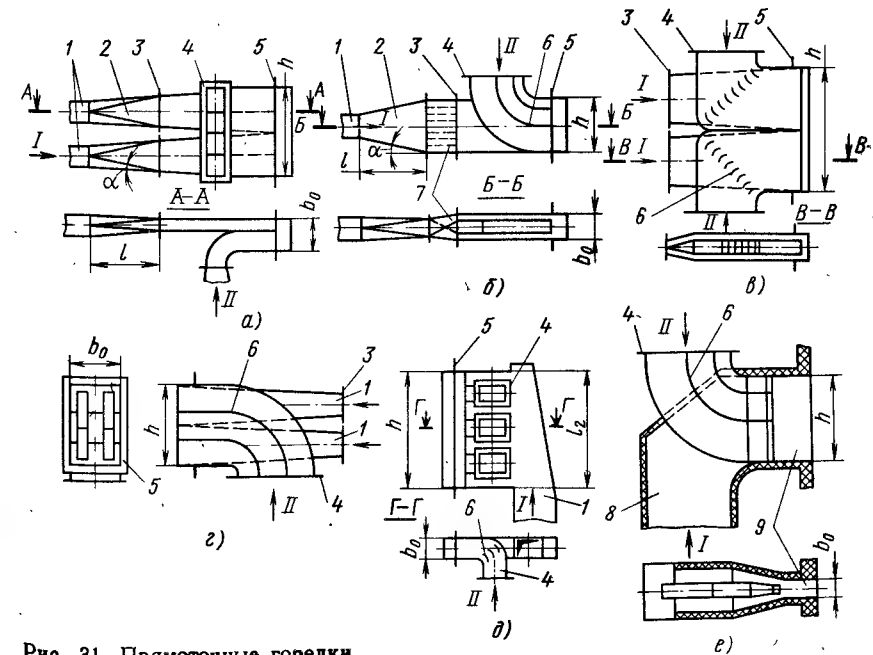


Рис. 31. Прямоточные горелки

З. Двойнишников В. А. и др.

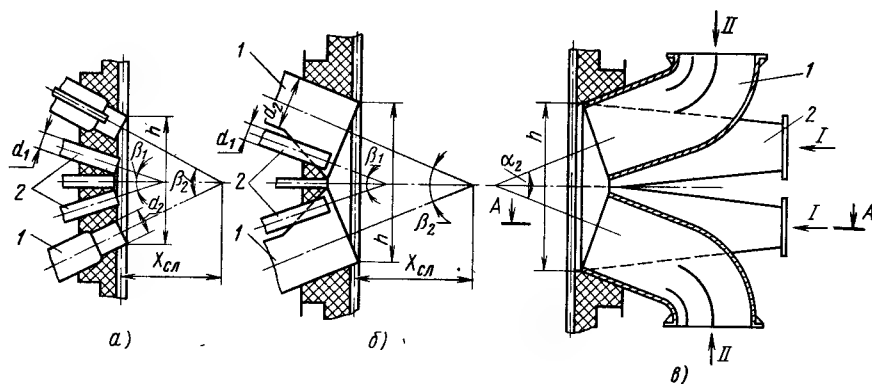


Рис. 32. Плоскофакельные горелки

няются фланцами 3—5 (рис. 31, а—д) с подводящими пыле- и воздухопроводами. Для равномерного распределения вторичного воздуха II по высоте применяют направляющий аппарат 6. Обычно отношение высоты горелки к ширине $h/b_0 = 2 \div 6$. При большей высоте горелки ($h > 1,5$ м) более целесообразным может быть подвод пылевоздушной смеси I по двум (и более) пылепроводам (рис. 31, а, в) с двухсторонним подводом воздуха II (рис. 31, в).

По условиям безотрывного течения, определяемым отсутствием вихрей на диффузорном (по вертикали) участке 2, угол раскрытия $\alpha \leq 9^\circ$ (рис. 31, а, б). Деление пылевоздушного потока по каналам осуществляется с помощью пыледелителя 7 (рис. 31, б) или путем придания подводящему пылепроводу 1 соответствующей конфигурации (рис. 31, д), обеспечивающей постоянство скорости потока, а следовательно, расхода по каналам на участке l_2 .

Сопротивление прямоточных горелок меньше, чем вихревых, они проще в изготовлении, количество образующихся оксидов азота меньше.

Область применения прямоточных горелок — каменные и бурые угли. Горелки предварительного перемешивания, имеющие камеру смешения 9, применяют в основном для торфа и бурых углей ($V_A^r > 40\%$) в сочетании с ММ и гравитационными сепараторами.

К недостаткам прямоточных горелок следует отнести более высокую дальнобойность и худшие условия перемешивания смеси по сравнению с вихревыми.

В плоскофакельных горелках (рис. 32) в результате соударения струй вторичного воздуха 2, ориентированных под углом β_1 друг к другу, происходит интенсификация перемешивания топлива и окислителя, увеличивается периметр струи, а следовательно, факела и уменьшается его дальнобойность. Стабилизация горения происходит так же как и в прямоточных горелках при эжектировании горячих продуктов сгорания по поверхности струи. Отличительной конструктивной особенностью вариантов является

характер взаимного расположения каналов первичного I и вторичного 2 воздуха. В горелках конструкции НПО ЦКТИ (рис. 32, а, б) деформация потока происходит в основном в результате раздавливания струй первичного воздуха вторичным. В горелках конструкции МЭИ (рис. 32, в) вторичный воздух 2 как бы растягивает изнутри пылевоздушную смесь I по периферии. Углы наклона каналов первичного и вторичного воздуха для схемы рис. 32, а, б $\beta_1 = 40 \div 50^\circ$, $\beta_2 = 50 \div 60^\circ$; для схемы рис. 32, в $\beta_2 = 20 \div 50^\circ$. Большие значения β_2 принимаются для малореакционных топлив. Место пересечения осей струй первичного воздуха в горелке должно обеспечиваться на расстоянии от устья $x_{сл} = (2,2 \div 2,8) b_r$.

Горелки МЭИ применимы для сжигания каменных и бурых углей, а горелки НПО ЦКТИ (кроме того) — для малореакционных (рис. 32, а) и высокореакционных (рис. 32, б) топлив.

Соотношение скоростей первичного и вторичного воздуха приведено в табл. 5.

Характеристиками камерных топок являются тепловая мощность Q , тепловые напряжения сечения q_F , яруса горелок $q_{FЯ}$, зоны активного горения q_{ag} и объема q_V . Одна из основных характеристик топочных устройств — их тепловая мощность Q (МВт), т. е. количество теплоты, выделяемое в топке за единицу времени,

$$Q = BQ_p^r,$$

где B — количество топлива, сжигаемого в единицу времени, кг/с.

Для интегральной оценки работоспособности топочных устройств и сравнения различных их конструкций между собой используют следующую характеристику теплового напряжения. Тепловое напряжение сечения топки, МВт/м²,

$$q_F = Q/F_T.$$

Величина q_F характеризует среднюю плотность тепловыделения в сечении топки площадью F_T , м².

Тепловое напряжение яруса горелок, МВт/м²,

$$q_{FЯ} = Q/(z_{Я}F_T) = q_F/z_{Я},$$

где $z_{Я}$ — число ярусов горелок.

Значения q_F и $q_{FЯ}$ определяют уровень температур газов в области экранов топки.

При организации сжигания топлива в режиме твердого шлакоудаления основной задачей является предотвращение шлакования экранов, т. е. налипания на них золы частиц. Шлакование не только ухудшает условия теплообмена в топке, но и приводит к повышению температур у металла стенок труб экранов. Рост температуры металла стенок особенно нежелателен в топках с жидким шлакоудалением.

7. Рекомендуемые максимальные допустимые тепловые напряжения топки с твердым шлакоудалением

Тепловое напря- жение, МВт/м²	Топливо	Расположение горелок			Паропро- изводитель- ность котла D, т/ч
		фрон- тальное	встреч- ное	танген- циальное	
Многорярусная компоновка горелок					
q _F	Шлакующие К и Б	—	3,0	—	До 1000
		—	3,5	—	До 1650
		—	3,5—4	—	Свыше 1650
	Нешлакующие (типа экибастузского) угли	4	5,5	2	Любая
	Сланцы северо-запад- ных месторождений	1,5	2	2	»
q _{Fя}	Фрезерный торф	2,5	—	—	»
	АШ	2	2,5	—	»
q _{Fя}	Шлакующие К и Б	1	1,3	4	Любая
	Нешлакующие (типа экибастузского) угли	1,5—2	2—2,75	1,5—2	»
	Сланцы северо-запад- ных месторождений	0,8	1	—	»
Одноярусное расположение горелок					
q _F = q _{Fя}	Шлакующие К и Б	1,5—2 *	2—2,5		500
	Нешлакующие (типа экибастузского) угли	2,5	3—3,5	2,5	420

* При паропроизводительности котла 320 т/ч.

8. Допускаемые значения теплового напряжения поверхности экранов в зоне активного горения $q_{аг}$, МВт/м²

Топливо	Расположение горелок		
	однофронтальное	встречное	тангенциальное
Шлакующий Б (подмосковный, канско-ачинский)	0,6	0,7—0,75	0,7—0,75
К	0,7—0,8	0,8—0,9	0,8—0,9
К, типа СС	1	1	1
К, типа экибастузского	1	1,15	1,15

Надежная работа топki помимо правильного выбора значений q_F и $q_{Fя}$ определяется тепловым напряжением зоны активного горения, МВт/м²,

$$q_{аг} = \frac{BQ_p}{2(a_t + b_t)h_{аг} + (1 + \psi'/\psi_{ср})a_tb_t - z_{гг}}, \quad (26)$$

где a_t и b_t — ширина и глубина топki, м; $h_{аг} = z_{гг}h_n$ — высота зоны активного горения, м; при одноярусном расположении го-

релок $h_{аг} = 3D_a$ или $h_{аг} = 3h$; D_a и h — соответственно диаметр и высота амбразуры горелки; h_n — расстояние между ярусами горелок, м; $\psi_{ср}$ — средний коэффициент тепловой эффективности экранов, рассматривается ниже; ψ' — коэффициент, характеризующий отдачу теплоты из зоны активного горения в верхнюю часть топki; при низкотемпературном сжигании топлива (бурые угли при прямом вдувании) $\psi' = 0,1$, при высокотемпературном $\psi' = 0,2$; $z_{гг}$ — число горелок; $f_{гг}$ — суммарная площадь амбразур горелок, м².

Рекомендуемые на основании опыта эксплуатации котлов значения q_F и $q_{Fя}$ при твердом шлакоудалении, в зависимости от вида топлива, способа компоновки горелок и паропроизводительности D котла представлены в табл. 7. Для открытых и полуоткрытых топок, сжигающих АШ, Т и СС с ЖШУ $q_F = 5,2 \div 6,4$ МВт/м². Допускаемые значения $q_{аг}$ в топках с ТШУ приведены в табл. 8. При ЖШУ $q_{аг} = 0,94 \div 1$ МВт/м². Объем топki V_t , м³, принимается из условия обеспечения нужной степени выгорания топлива по q_1 и получения допускаемых температур газов в верхней части топki. Отношение тепловой мощности топki к объему V_t называют тепловым напряжением объема, (МВт/м³):

$$q_v = Q/V_t = BQ_p/V_t. \quad (27)$$

Допускаемые значения q_v зависят от реакционной способности топлива (выхода летучих V_g), способа шлакоудаления, конструктивных особенностей топki (для ЖШУ). Зависимости q_v от V_g для различных топлив показаны на рис. 33. При малом выходе летучих для догорания коксового остатка требуется больше времени, поэтому высота топki и ее объем имеют большие значения. При ЖШУ температура в зоне горения, особенно в двухкамерных топках за счет уменьшения отвода теплоты, выше, горение протекает более интенсивно, что позволяет увеличить q_v . Для торфа $q_v \leq 0,162$ МВт/м³, для сланцев $q_v \leq 0,118$ МВт/м³.

Топки с твердым шлакоудалением отличаются наличием в них холодной воронки, образованной нижней частью фронтного и заднего экранов, расположенных под углом 52° к горизонту. В холодной воронке происходит охлаждение и грануляция шлака. Твердые частицы по скатам ссыпаются в шлакоприемное устройство. Количество шлака, улавливаемого в топке, составляет 0,05—0,1 общего количества золы топлива. Эффективность работы топок с ТШУ во многом определяется аэродинамикой процесса. Необходимо создать такие условия, при которых температура газов вблизи экранов была бы несколько ниже температуры начала

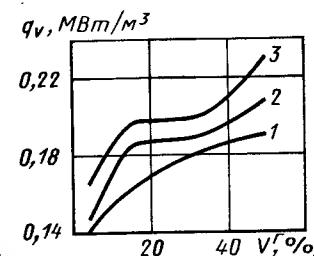


Рис. 33 Зависимости допускаемых значений q_v от выхода летучих V_g для АШ, ПА, Т, каменного и бурого угля при сжигании в топках: 1 — открытой; 2 — полуоткрытой; 3 — двухкамерной

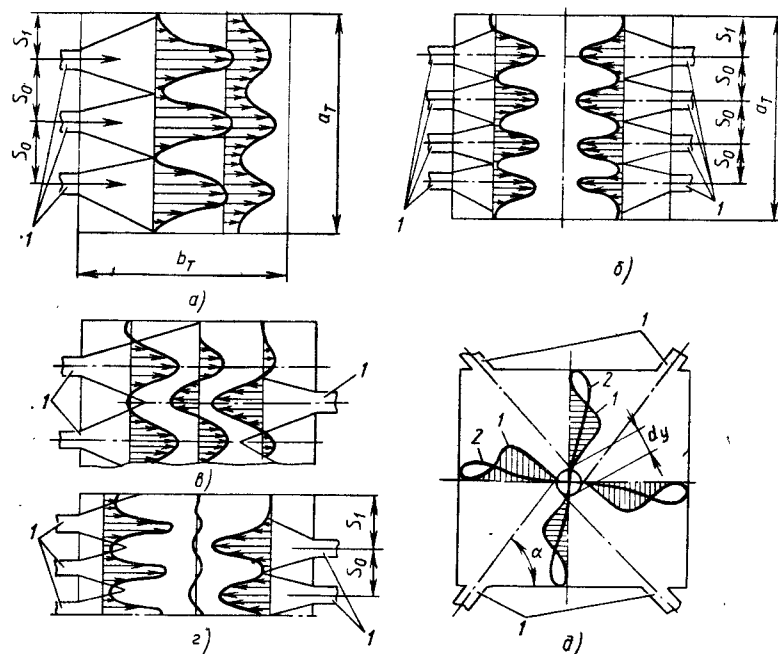


Рис. 34. Компоновки горелок в топке и поля скоростей продуктов сгорания в плоскости расположения горелок

размягчения золы, а факел не оказывал бы прямого динамического воздействия на экраны.

По способу размещения горелок 1 различают топки с фронтальной, встречной, встречно-смещенной и тангенциальной компоновкой (рис. 34).

Топки с фронтальной компоновкой (рис. 34, а) конструктивно наиболее просты. Горелки расположены на фронте котла в один или несколько ярусов, что хорошо сочетается с системой пылеприготовления прямого вдувания. Пылепроводы получаются короткими и практически одинаковой длины. Воздухопроводы и горелки более доступны для обслуживания и ремонта.

Стабилизация процесса горения в случае использования прямооточных горелок осуществляется благодаря подосу (эжекции) газов из нижнего вихря, а для вихревых горелок выравниванием поля скоростей (рис. 34, а).

К недостаткам такой компоновки можно отнести:

наличие динамического удара потока в задний экран, что может привести к шлакованию;

малую степень заполнения топki восходящими потоками, а следовательно, меньшее время пребывания частиц топлива в топке (подъемный ток газов сосредоточен в основном у задней стены);

интенсивное охлаждение газов в холодной воронке, влияющее на температуру газов нижнего вихря и стабилизацию горения;

неравномерность обогрева экранов факелом (ядро температур смещено к задней стенке).

В связи с этим ограничивается область применения топок с фронтальной компоновкой горелок нешлакующим топливом в сочетании с горелками вихревого типа или предварительного перемешивания (для углей с большим выходом летучих и умеренными значениями температуры t_1 начала деформации золы); максимальная производительность котла $D \leq 420$ т/ч.

Встречная компоновка (рис. 34, б) рекомендуется для вихревых, плоскофакельных и прямооточных горелок, располагаемых в несколько ярусов.

Аэродинамика течения в топке при прямооточных горелках существенно зависит от неравномерности распределения топлива и воздуха по горелкам. Различие в расходах приводит к смещению восходящего потока в сторону горелок с меньшими расходами с последующим ударом о стену. Несοосность установки горелок может нарушить симметричность течения в горизонтальной плоскости. У вихревых и плоскофакельных горелок вследствие меньшей дальности и большей площади рассеяния потока аэродинамика движения более стабильна. Степень заполнения топki восходящими потоками при встречной компоновке выше, чем при фронтальной.

Встречная компоновка применяется для топок, сжигающих АШ, тощие, каменные и бурые угли в котлах паропроизводительностью $D \geq 320$ т/ч. К недостаткам следует отнести более сложную трассировку пыле- и воздухопроводов.

Встречно-смещенная компоновка прямооточных горелок (ВСС) показана на рис. 34, в, г. Основная идея заключается в повышении аэродинамической устойчивости системы и повышении интенсивности перемешивания, интенсификации процесса горения. Достигается это смещением горелок противоположных стен топki на величину полушага $0,5S_0$ в горизонтальной плоскости. В зависимости от величины $(S_0 - b_T)/b_T$ может быть реализован режим частичного или полного проникновения струй. Восходящие потоки при режиме частичного проникновения струй не контактируют со стенами топki, что снижает вероятность шлакования. Степень заполнения топki восходящими потоками выше, чем при встречной компоновке. Наличие встречного движения способствует интенсификации тепло- и массообмена.

К недостаткам такой компоновки следует отнести чувствительность топчного режима к отключению горелок по топливу, что ограничивает оптимальную область применения схемами пылеприготовления с промежуточными бункерами. Число ярусов горелок $z_n \leq 2$. Максимальная производительность котла с топкой такой компоновки $D \approx 1000$ т/ч, применяется для бурых и каменных углей. Наиболее эффективно такое расположение горелок в случае периферийной подачи пылевоздушной смеси. Вихревые горелки так не компонуют.

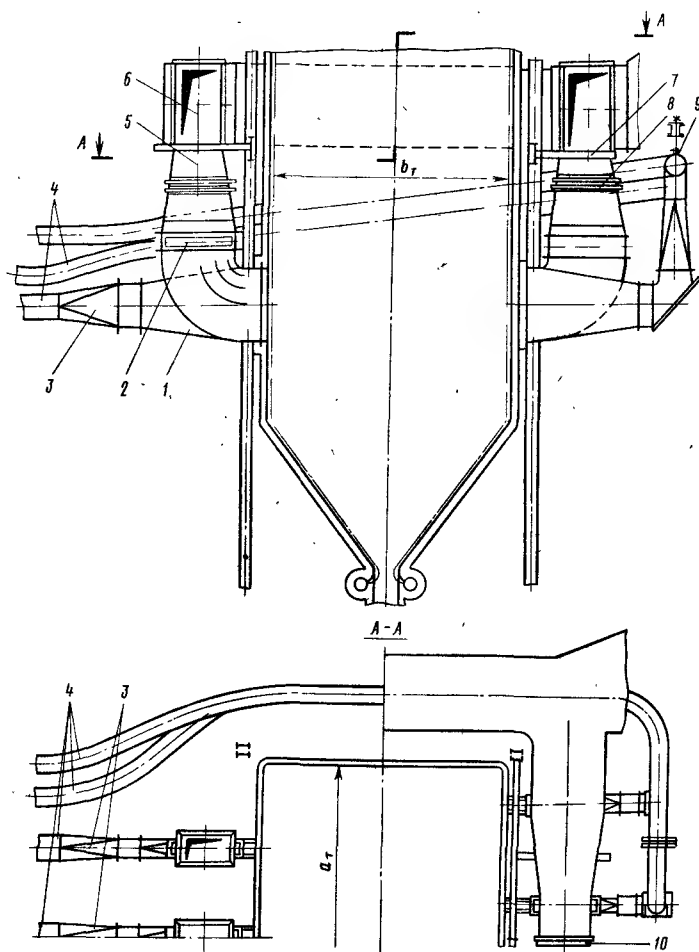


Рис. 35. Схема топки с встречно-смещенным расположением горелок

На рис. 35 представлена топка с ВСС котла паропроизводительностью $D = 320$ т/ч. Горелки 1 прямоточные, с периферийной подачей пыли, одноярусные, располагаются на задней и фронтальной стенках топки. Подвод пылевоздушной смеси к горелкам осуществляется по пылепроводам 4, имеющим перед горелкой переходный участок 3, а вторичного воздуха — по индивидуальным коробам 5, идущим от короба 6 вторичного воздуха. Каждый подводящий воздухопровод снабжен регулирующим шибером 2. Для компенсации тепловых расширений воздуховода и короба вторичного воздуха предусмотрены линзовые компенсаторы 8, 10. Короба и пылепроводы крепят с помощью опор 7 и подвесок 9. В области амбразур горелок экраны топки имеют разводку труб.

Тангенциальная компоновка (см. рис. 34, д) организует движение струй пылевоздушной смеси, вытекающих из амбразур горелок, по касательной к условной окружности диаметром d_y . Благодаря такой аэродинамике достигается хорошее заполнение факелом топки и исключается прямой удар потока в экраны. При одном вихре $d_y = (0,08 \div 0,12) a_T$, а в случае образования двух вихрей $d_y = (0,04 \div 0,06) a_T$. Один вихрь могут создавать горелки, находящиеся по всему периметру. Число ярусов горелок $z_{я} = 1 \div 4$. Направление крутки потоков в ярусах одинаковое. Горелки отдельных ярусов располагают одну над другой, создавая блок. В схемах с прямым вдуванием топлива число горелок должно быть кратным числу мельниц.

Данную компоновку применяют в топках, сжигающих топлива практически всех видов. Плоскофакельные горелки рекомендуется применять на котлах паропроизводительностью $D \leq 420$ т/ч. Основной их недостаток — нарушение аэродинамики топки при отключении горелок.

Преимуществами топок с ТШУ являются простота конструкции, обеспечивающая меньшие затраты на изготовление и ремонт, возможность комплектации ее более простыми схемами пылеприготовления, малая чувствительность к качеству топлива, широкий диапазон изменения нагрузок котла. К недостаткам следует отнести невозможность обеспечения нужной экономичности сжигания топлив с пониженной реакционной способностью ($V^r < 20\%$). Более высокая концентрация золы по тракту котла приводит к увеличению абразивного изнашивания поверхностей и лопаток дымососа, гидравлического сопротивления газового тракта, количества выбросов частиц золы в атмосферу. Кроме того, возникает необходимость в золоотвалах (площадях для размещения уловленной золы), снижаются допускаемые теплонапряжения, а следовательно, возрастают размеры топки.

Топки с жидким шлакоудалением (рис. 36) работают в том случае, если температура минеральной части превышает температуру $T_{нж}$ нормального жидкого состояния. Для получения таких условий температура факела $T_f > T_{нж}$. Повысить температуру факела можно, уменьшив теплоотвод от продуктов сгорания.

Достигается это покрытием ошпированных труб огнеупорным материалом. Из таких экранов делают стены топки в пределах активной зоны горения. Для создания повышенных температур в ряде топок зону горения выделяют в виде отдельной камеры. Нижнюю часть топки располагают под небольшим углом (15°) к горизонту.

Наибольшее распространение среди топок с жидким шлакоудалением получили топки открытого (рис. 36, а) и двухкамерного типа (рис. 36, б—е) со встречной компоновкой вихревых, плоскофакельных горелок или с тангенциальной компоновкой прямоточных горелок при односторонней подаче окислителя.

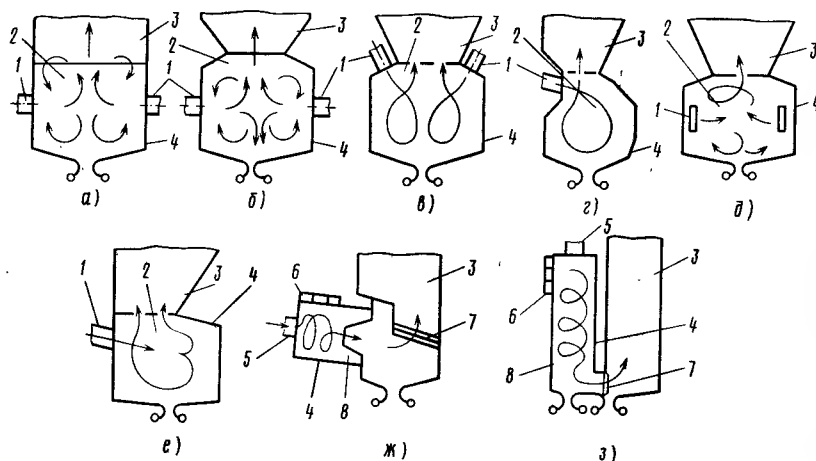


Рис. 36. Схемы топок с ЖШУ:

а — открытая; б — полукотловая со встречным расположением горелок; в — то же с γ-образным факелом; г — двухкамерная вихревая НПО ЦКТИ; д — двухкамерная с тангенциальной компоновкой горелок; е — двухкамерная МЭИ с пересекающимися струями; ж, з — с горизонтальным и вертикальным циклонами; 1 и 5 — горелки; 2 — топка; 3 — газопровод; 4 — стенка; 6 — подвод воздуха; 7 — выходное окно циклона; 8 — циклон

Тепловые характеристики топок приведены на рис. 33. В топках открытого типа доля золы в шлаке $a_{шл} = 0,1 \div 0,15$ в полукотловых с γ-образным факелом и двухкамерных вихревых $a_{шл} = 0,2 \div 0,4$, в двухкамерных (рис. 36, д, е) $a_{шл} = 0,15 \div 0,2$.

Топки с горизонтальными (см. рис. 36, ж) и вертикальными циклонами (рис. 36, з) допускают возможность сжигания пыли углубленного помола, отличаются высокой степенью форсировки горения в циклонах ($q_F = 0,76 \div 1,29$ МВт/м², $q_V = 11,7 \div 18,7$ МВт/м³), большой величиной $a_{шл} = 0,5 \div 0,8$. Однако конструктивно они сложны и требуют больших затрат на изготовление и ремонт.

Топки НПО ЦКТИ и МЭИ по простоте конструкции уступают топкам открытого типа. Они дают наименьшее количество выбросов оксидов азота; коэффициент шлакоулавливания $a_{шл} < 0,3$. В них устанавливают прямоточные горелки (в один ярус). Недостаток этих топок — ограниченная тепловая мощность горелок при одноярусном расположении.

Применение схемы с γ-образным факелом (рис. 36, в) приводит к нарушению условий воспламенения в отдельных горелках из-за неустойчивости течения при взаимодействии встречных струй между собой.

Используют топки с ЖШУ для топлив с малым выходом летучих ($V_L^1 < 20\%$) или для сильно шлакующих топлив с низкими температурными характеристиками золы. Надежность условия обеспечения выхода жидкого шлака достигается при тем-

пературе факела T_F на выходе из активной зоны горения, при которой пленка жидкого шлака пода имеет динамическую вязкость $\mu_{пл} \approx 20 \div 32$ Па·с.

Основным преимуществом топок с ЖШУ является возможность экономичного сжигания малореакционных топлив типа АШ, Т и СС. Величина q_4 в топках с ЖШУ ввиду более высоких температур в зоне горения на 30 % ниже, чем в топках с ТШУ. Габариты топки при высоких значениях q_V получаются меньше. Уплотнение нижней части топки исключает присосы в ней воздуха. Кроме того, у таких топок меньше абразивный износ поверхностей нагрева и расходы на золоулавливание. Получаемый шлак в виде гранул может быть использован в строительных конструкциях и при дорожных работах. Однако топки с ЖШУ отличаются большой конструктивной сложностью и повышенными затратами на изготовление; более энерго- и металлоемкими установками системы пылеприготовления с промежуточным бункером; потерями q_6 с теплотой жидкого шлака; большой чувствительностью к качеству топлива, небольшим диапазоном регулирования нагрузки котла (100—70 %); повышенным выбросом оксидов азота в атмосферу.

Расчет горелок включает в себя определение числа горелок и их размеров. Число z_r горелок выбирают в зависимости от принятой схемы сжигания, типа горелки и способа их размещения в топке (табл. 9).

Размеры горелок зависят от их числа и рекомендуемых выходных скоростей w_1 и w_2 . Исходными данными для расчета являются характеристики топлива, его расход, способ сжигания. Объемы вторичного V_{II} и первичного V_I воздуха определяют из воздушного баланса топки.

Площади сечений F_2 для прохода вторичного воздуха и F_1 первичного воздуха соответственно равны:

$$F_2 = \frac{V_{II} (273 + t_{гв})}{273z_r w_2} \quad (28)$$

и

$$F_1 = \frac{V (273 + t_i)}{273z_r w_1}, \quad (29)$$

где $t_{гв}$ и t_i — температура соответственно горячего и первичного воздуха, °С.

Связь между площадями F_1 и F_2 и размерами каналов первичного и вторичного воздуха в горелках различной конструкции дана в табл. 10. В вихревых горелках с двухканальными вводами пылевоздушной смеси и вторичного воздуха проходные площади соответствующих сдвоенных каналов выполняются равными между собой.

Для вихревых горелок в зависимости от вида топлива принимают втулочное отношение $m = D_0/D_a$, а в зависимости от мощности горелки и системы пылеприготовления — число каналов для

9. Рекомендуемое число горелок на котел при различной тепловой мощности Q топки

Расположение горелок	Q, МВт										
	50	93	168	235	310	370	580	810	1200	2050	3100
Вихревые горелки											
Однорядное	$\frac{2; 4}{2; 4}$	$\frac{4}{4}$	$\frac{4; 6}{4}$	$\frac{4; 8}{4}$	$\frac{4; 8}{4; 8}$	$\frac{8}{8}$	$\frac{8; 16}{8; 16}$	$\frac{12; 24}{8; 16}$	$\frac{16; 24}{10; 16}$	$\frac{24; 48}{16; 24}$	$\frac{48}{24; 32}$
Встречное	$\frac{4; 6}{2; 4}$	$\frac{4; 6}{4}$	$\frac{4; 6}{4}$	$\frac{6-8}{4}$	$\frac{4; 8}{4; 8}$	$\frac{8}{8}$	$\frac{8; 16}{8; 16}$	$\frac{12; 24}{8; 16}$	$\frac{16; 24}{10; 16}$	$\frac{24; 48}{16; 24}$	$\frac{48}{24; 32}$
Прямоточные горелки											
Тангенциальное	$\frac{4}{4}$	$\frac{4}{4}$	$\frac{8}{4}$	$\frac{8-16}{4; 8}$	$\frac{8; 16}{4; 8}$	$\frac{8; 16}{4; 8}$	$\frac{16-24}{8; 16}$	$\frac{24-32}{8; 16}$	$\frac{24-32}{16}$	$\frac{32; 48}{16}$	$\frac{48}{16}$
Встречно-смещенное	$\frac{3; 5}{2; 4}$	$\frac{5; 7}{3; 4}$	$\frac{7-14}{3; 4}$	$\frac{7-14}{4-9}$	$\frac{9-10}{5-10}$	$\frac{9-10}{5-10}$	$\frac{12-16}{8-10}$	$\frac{16-18}{16}$	$\frac{24-32}{16}$	$\frac{32; 48}{16}$	$\frac{48}{16}$
Фронтальное	$\frac{2; 4}{2; 4}$	$\frac{4; 6}{4; 6}$	$\frac{3; 4}{4; 8}$	$\frac{4-9}{4; 8}$	$\frac{5-10}{4; 8}$	$\frac{5-10}{4; 8}$	$\frac{8-10}{4; 8}$	$\frac{16-18}{16}$	$\frac{24-32}{16}$	$\frac{32; 48}{16}$	$\frac{48}{16}$
Плоскофакельные горелки											
Встречное	$\frac{16}{16}$	$\frac{4; 6}{4}$	$\frac{6}{6}$	$\frac{6; 8}{6; 8}$	$\frac{8}{8}$	$\frac{8; 16}{8}$	$\frac{8; 16}{8; 16}$	$\frac{8; 16}{8; 16}$	$\frac{16; 24}{16}$	$\frac{24}{16}$	$\frac{36}{24}$

Примечание. В числителе даны значения для ТПУ, а в знаменателе — для ЖШУ.

10. Связь между площадями F_1 и F_2 и геометрическими размерами каналов первичного и вторичного воздуха

Горелка	Уравнения связи
Вихревая с одноканальным подводом первичного и вторичного воздуха	$F_1 = 0,785 [d_1^2 - (mD_a)^2];$ $F_2 = 0,785 [D_a^2 - (d_1 + \delta_1)^2]$
То же, при двухканальном подводе вторичного воздуха	$F_1 = 0,785 [d_1^2 - (mD_a)^2];$ $F_2 = 0,785 [D_a^2 - d_2^2 + [(d_2 - \delta_2)^2 - (d_1 + \delta_1)^2]]$
То же, для двойной горелки	$F_1 = 0,785 [(d_1')^2 - (d_1 + \delta_1)^2 + d_1^2 - (mD_a)^2];$ $F_2 = 0,785 [D_a^2 - d_2^2 + (d_2 - \delta_2)^2 - (d_1 + \delta_1)^2]$
Прямоточная плоскофакельная (рис. 32, а, б)	$F_1 = 1,57d_1^2; F_2 = 1,57d_2^2$
То же (рис. 32, в)	$F_1 = 2hb_1; F_2 = hb_2$
Прямоточная горелка с односторонним подводом окислителя (рис. 31, а)	$F_1 = hb_1; F_2 = hb_2$
То же, с периферийным подводом пылевоздушной смеси	$F_1 = 2hb_1; F_2 = hb_2$
То же, с чередующимися по высоте каналами первичного и вторичного воздуха (см. рис. 31, б, в, г)	$F_1 = 2h_k b_k z_k; F_2 = hb - F_1^*$

* Без учета толщин разделительных перегородок.

ввода первичного и вторичного воздуха. По формулам, приведенным в табл. 10, определяют геометрические размеры каналов первичного и вторичного воздуха. Для прямоточных горелок проверяют выполнение условия по относительной величине горелки h/b_r (табл. 11).

Для всех компоновок горелок ширину топки a_T по фронту и ее глубину b_T определяют на основании рекомендаций табл. 11 с проверкой выполнения условия $q_F \leq [q_F]$. Значения $[q_F]$ берутся по табл. 7. При числе ярусов горелок $z_{я} = 1$ по уравнению (26) определяется величина $q_{ар}$ и проверяется выполнение условия $q_{ар} \leq [q_{ар}]$, где допускаемая величина $[q_{ар}]$ берется из табл. 8.

При числе ярусов $z_{я} \geq 2$ из уравнения (26) при условии $q_{ар} = [q_{ар}]$ находят расстояние $h_{я}$ между ярусами горелок.

11. Характерные размеры компоновки горелок

Характерные размеры компоновки горелок	Тип горелки,	
	вихревая, встречная, фронтальная	прямоточная, тангенциальная
Шаг между горелками S_0 , м	ЖШУ $z_{\text{я}} = 1 \quad (1,8 + 0,2h_{\text{г}}) D_{\text{а}}$ $z_{\text{я}} = 2 \quad (1,8 + 0,35h_{\text{г}}) D_{\text{а}}$ ТШУ $z_{\text{я}} \geq 2 \quad (2,4 + 0,35h_{\text{г}}) D_{\text{а}}$	—
Расстояние от оси крайней горелки до экранов S_1 , м	ЖШУ $0,7D_{\text{а}}$ ТШУ S_0	—
Высота горелки h , м	$D_{\text{а}}$	ТШУ $\leq 6b_{\text{г}}$ ЖШУ $\leq 4b_{\text{г}}$
Расстояние между ярусами горелок $h_{\text{я}}$, м	Не менее S_0	$h_{\text{я}}/b_{\text{г}} \geq 2,5$ Обязательна проверка выпол
Ширина топки $a_{\text{т}}$, м	$2S_1 + \left(\frac{z_{\text{г}}}{2z_{\text{я}}} - 1\right) S_0$ $2S_1 + \left(\frac{z_{\text{г}}}{z_{\text{я}}} - 1\right) S_0$	$\frac{b_{\text{г}}}{0,07-0,08}$ для $D < 10^3$ т/ч $\frac{b_{\text{г}}}{0,05-0,06}$ для $D \geq 1,6 \cdot 10^3$ т/ч
Глубина топки $b_{\text{т}}$, м	ЖШУ $\geq 5D_{\text{а}}$ ТШУ $\geq 6,5D_{\text{а}}$	$a_{\text{т}}/z_{\text{я}}$ Для котлов малой мощности $a_{\text{т}}/b_{\text{т}} \leq 1,2$ Проверка выполнения условия
Расстояние от образующей нижнего яруса горелок до пода топки или начала гнба холодной воронки $h_{\text{гб}}$, м	ТШУ $(0,9-1,1) D_{\text{а}}$ ЖШУ $(1,3-1,7) D_{\text{а}}$	$(2-2,8) b_{\text{г}}$

Примечания: 1) число ярусов горелок $z_{\text{я}} = 1$; 2) число вихрей $z_{\text{в}} = 1$; 3) условный диаметр окружности $d_{\text{у}} = (0,14 \div 0,18) a_{\text{т}}$ при ЖШУ и $d_{\text{у}} = (0,08 \div 0,1) a_{\text{т}}$ при ТШУ; 4) углы расхождения между осями горелок при расположении шести-восьми горелочных блоков в плане и $z_{\text{в}} = 1$ не должны отличаться

способ компоновки		
плоскофакельная, встречная	прямоточная, ВСС	прямоточная, фронтальная
$(4-6) b_{\text{г}}$	$(4-5) b_{\text{г}}$ ЖШУ $(3,5-4) b_{\text{г}}$ ТШУ	$(4-6) b_{\text{г}}$ $S_0 - b_{\text{г}} > 1$ м
$(4-6) b_{\text{г}}$	$\geq 1,5S_0$	$\geq 0,8$
$(4-6) b_{\text{г}}$	$(2-4,5) b_{\text{г}}$	$(2-6) b_{\text{г}}$
$> 8b_{\text{г}}$	$\geq 2h$	—
нення условия $q_{\text{ар}} < [q_{\text{ар}}]$		
$2S_1 + \left(\frac{z_{\text{г}}}{2z_{\text{я}}} - 1\right) S_0$	$2S_1 + \left(\frac{z_{\text{г}} - z_{\text{я}}}{2z_{\text{я}}} - 1\right) S_0$	$2S_1 + (z_{\text{г}} - 1) S_0$
$(12-14) b_{\text{г}}$	ТШУ $\frac{S_0 - b_{\text{г}}}{0,10-0,15}$ ЖШУ $\frac{S_0 - b_{\text{г}}}{0,18 \div 0,22}$	$\geq (18-20) b_{\text{г}}$
$q_{\text{г}} \leq [q_{\text{г}}], q_{\text{гя}} \leq [q_{\text{гя}}]$		
$(3-4) b_{\text{г}}$	—	$\geq 0,5h$, но не менее 1 м

или $z_{\text{в}} = 2$; для котлов $D \leq 320$ т/ч применимы плоскофакельные горелки; 0,1) $a_{\text{т}}$ при ТШУ; 4) углы расхождения между осями горелок при расположении более чем на 10° .

После проверки условия $q_{ag} < [q_{ag}]$ для одноярусной компоновки и определения $h_{я}$ для многоярусной компоновки по рекомендациям табл. 11 находят расстояние $h_{тб}$ от образующей нижнего яруса горелок до пода или угла ската холодной воронки и составляют эскиз компоновки горелок в топке.

§ 10. ГАЗОМАЗУТНЫЕ ТОПКИ

По тепловым характеристикам газ и мазут являются близкими топливами, что позволяет выполнять для них топки идентичной конструкции с комбинированными горелками.

Большинство газомазутных топок имеют традиционную призматическую форму со слабо наклонным подом ($15-20^\circ$) и одностороннюю (рис. 37, а) или встречную (рис. 37, б) компоновку горелок. Известны топки циклонного типа (рис. 37, в) и с подовым расположением горелок (рис. 37, г). Как показывает опыт эксплуатации, применение сложной конструкции топок с циклонами не оправдывает себя. Как положительный фактор схемы рис. 37, г можно отметить небольшое значение локальных тепловых потоков на экраны, а в схемах рис. 36, в и г снижение образования оксидов азота и серы за счет подавления генерации атомарного кислорода путем принудительного подвода к корню факела инертных продуктов сгорания.

Газомазутные горелки классифицируют по способу аэродинамической организации процесса горения (вихревой, прямоточной, вихревой, прямоточный); количеству самостоятельных потоков воздуха; типу завихрителя; характеру ввода газа в поток воздуха (центральный, периферийный, комбинированный); подаче воздуха к горелке (от индивидуального или общего короба).

Вихревые горелки с центральным вводом газа II представлены на рис. 38. Тепловая мощность горелки для котлов паропроизводительностью $D \geq 100$ т/ч с точностью до $\pm 15\%$

$$Q_r = 15n,$$

где $n = 1, 2, 3, \dots, 6$.

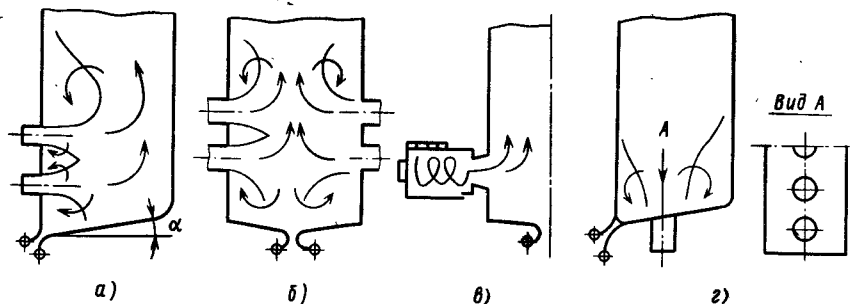


Рис. 37. Схемы топок для сжигания газа и мазута:

а и б — открытые с односторонней и встречной компоновками горелок; в — с циклонами; г — с подовыми горелками

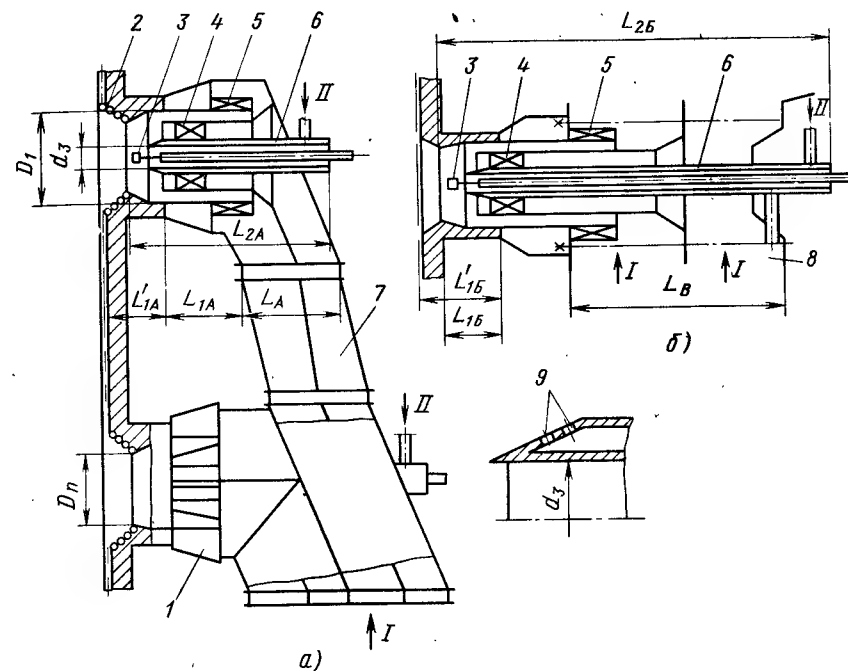


Рис. 38. Вихревые горелки с центральным подводом газа:

а — с подачей воздуха по индивидуальным коробам; б — с подачей воздуха от общего короба; 1 — горелка; 2 — экранированная амбразура; 3 — мазутная форсунка; 4 и 5 — осевой и тангенциальный лопаточные завихрители; 6 — канал подвода газа; 7 — короб индивидуального подвода воздуха к горелке; 8 — короб общей раздачи воздуха; 9 — газораздающие отверстия; I — воздух; II — газ

Горелки допускают как раздельное, так и совместное сжигание газа и мазута. Совместное сжигание имеет место при переходе работы котла с одного вида топлива на другой. Потери с химическим и механическим недожогом не должны превышать соответственно $q_3 = 0,1\%$ и $q_4 = 0,2\%$ при избытке воздуха в топке $\alpha_t = 1,03$ для мазута и $\alpha_t = 1,05$ для газа. Удельная металлоемкость горелок рекомендуется до 50 кг/МВт, выбросы NO_x до 600 мг/м³; средний ресурс работы между текущими капитальными ремонтами — 24 тыс. ч. Горелки должны иметь одинаковое гидравлическое сопротивление (отклонение $\pm 5\%$) при коэффициенте сопротивления не более 4 и перепаде давлений не более $2,5$ кПа. Все горелки имеют центральный канал, внутри которого находится выдвижная мазутная форсунка 3. Расход воздуха через него $g_{ц} = 3 \div 5\%$ общего расхода воздуха на горелку.

Внутренняя стенка канала является одновременно стенкой кольцевого канала 6 для подвода газа II. Скорость газа $w_r \leq 60$ м/с. В конце газоподводящего канала имеется конический насадок с системой круглых отверстий 9, выполняемых в два ряда.

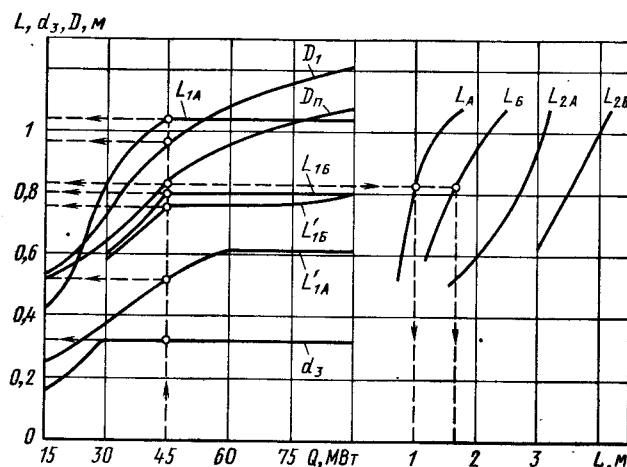


Рис. 39. Зависимости размеров газомазутных форсунок от тепловой мощности Q_T (обозначения см. рис. 38)

Шаги и диаметры отверстий в рядах различны и выбираются из условия обеспечения нужной степени смешения газа и воздуха.

Основное количество воздуха подается по двум каналам. В центральном канале устанавливают осевые 4 или тангенциальные 5 лопаточные завихрители, а в периферийном — только тангенциальные. Доля воздуха, подаваемого в периферийный канал, $g_1 = (1 \div 2) (g_2 + g_n)$, а скорость $w_1 = 35 \div 55$ м/с (g_2 — доля воздуха от общего на горелку подаваемая по внутреннему каналу). В центральном канале $w_2 = (0,5 \div 0,7) w_1$. При вводе рециркуляции газов через горелку скорость в канале рециркуляции $w_p = w_1$.

Подвод воздуха к горелке 1 осуществляется от индивидуального (число горелок $z_r \leq 8$) или общего ($z_r \geq 8$) воздушного короба.

Толщина разделительных перегородок $\delta = 0,005$ м. Части горелок, на которые передается излучение из топки (выходные участки конической обечайки, газораздающие насадки), выполняют из жаростойкой стали.

Наиболее характерные геометрические размеры горелок, показанных на рис. 38, зависят от тепловой мощности Q (рис. 39). По заданной тепловой мощности Q определяют размеры горелок, например, как показано на рис. 39 при $Q = 45$ МВт.

Параметр крутки вихревой горелки выбирают из условия обеспечения подсоса к корню факела, необходимого для стабилизации процесса количества топочных газов. Он может быть рассчитан по формуле

$$n_r = \sqrt{\frac{1}{\sqrt{2}} \left[\frac{z - 0,36}{0,6} \right]^3},$$

где $z = 1 \div 2$, большие значения при одноярусном расположении горелок.

Для внутреннего потока, закрученного лопаточным тангенциальным завихрителем 5,

$$n_2 = (1,25 \div 1,5) n_r.$$

При наличии в канале завихрителя 4 параметр крутки рассчитывают по формулам табл. 4.

Для двухпоточной вихревой горелки параметр крутки в периферийном канале

$$n_1 = n_r \left[\sqrt{F_2(F_1 + F_2)} \left(\frac{g_1^2}{g_2^2 F_1} + \frac{1}{F_2} \right) - \frac{n_2}{n_r} \frac{g_1^2}{g_2^2} \sqrt{\frac{F_2}{F_1}} \right],$$

где F_1 и F_2 — площадь сечения для прохода воздуха соответственно в периферийном и внутреннем каналах, м²; g_1/g_2 — соотношение расходов воздуха в этих каналах.

При расчете площади F_1 температура принимается равной температуре горячего воздуха. Величину F_2 находят по формуле (28), а

$$F_1 = g_1 V^0 B_p (273 + t_{гв}) / (w_1 273),$$

где V^0 — теоретически необходимое количество воздуха, м³/м³; B_p — расчетный часовой расход топлива, м³/с; $t_{гв}$ — температура горячего воздуха.

Задавшись величинами w_1 и w_2 с помощью уравнений (28) и (29), можно найти D_1 и D_2 .

Газомазутные горелки комплектуют в основном паромеханическими форсунками (рис. 40). При большой нагрузке форсунка работает в механическом режиме. Давление, создаваемое в канале 4 пропуска мазута, выбирают таким, чтобы мазут, пройдя завихритель 5 и расщекатель, дробился на мелкие капли. При сниженной нагрузке качество распыла ухудшается и приходится подавать пар. Поступая по системе отверстий в паровой завихритель, пар, взаимодействуя с мазутом, распыливает его до капель нужного размера. Расход пара на распыл достигает 10 % расхода мазута. Диапазон регулирования 20—100 %. Давление пара 0,2—0,6 МПа. Производительность по мазуту 0,53—2,78 кг/с.

Комбинированные горелки устанавливают при использовании газа в качестве резервного топлива. В этом случае чаще применяют внешнюю подачу газа через систему отверстий, расположенных по периметру горелки. При работе на газе через каналы первичного и вторичного воздуха подается только горячий воздух. Для растопки применяют паровые форсунки, принцип действия которых основан на эжектировании паром мазута с последую-

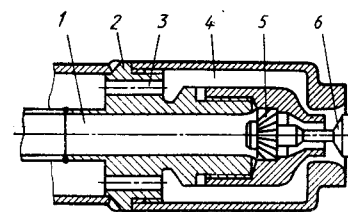


Рис. 40. Паромеханическая форсунка:

1 — канал ввода пара; 2 — корпус головки; 3 и 4 — отверстие и канал пропуска мазута; 5 — завихритель; 6 — расщекатель

12. Параметры компоновки вихревых газомазутных горелок в топке

Параметр	Расположение горелок	
	одностороннее	встречное
Шаг между горелками S_0 , м	$\geq 2,5D_a$	$\geq 2,5D_a$
Расстояние между ярусами $h_{я}$, м	$\geq 3D_a$	$\geq 3D_a$
Расстояние от оси крайней горелки до экранов S_1 , м	$\geq 3D_a$	$\geq 3,5D_a$
Расстояние от пода топки до образующей нижнего яруса горелок $h_{гб}$, м	$\geq 2,5D_a$ (один ярус) $\geq 3D_a$ (много ярусов)	
Глубина топки b_t , м	$\geq 7,0D_a$	$\geq 8D_a$
Ширина топки a_t , м	$2S_1 +$ $+ \left(\frac{z_t}{z_{я}} - 1 \right) S_0$	$2S_1 +$ $+ \left(\frac{z_t}{2z_{я}} - 1 \right) S_0$

щим его дроблением. Производительность таких форсунок по мазуту 0,017—0,33 кг/с.

Параметры компоновки вихревых газомазутных горелок в топке приведены в табл. 12.

Число горелок, ярусов, размеры амбразуры должны быть увязаны с допускаемыми значениями q_F , $q_{Fя}$ и $q_{аг}$.

Для барабанных котлов $q_F \leq 4$ МВт/м² и $q_{Fя} \leq 2$ МВт/м², для котлов СКД $q_F \leq 9$ МВт/м² и $q_{Fя} \leq 3$ МВт/м². Теплонапряжение активной зоны горения принимается $q_{аг} = 4,2 \div 2,07$ МВт/м². Теплонапряжение топочного объема $q_v \leq 0,33$ МВт/м³. Большие значения $q_{аг}$ принимаются для блока мощностью $N = 1200$ МВт, меньшие — для котлов паропроизводительностью $D = 500$ т/ч.

Топливный тракт газомазутных котлов представляет собой систему подготовки к сжиганию мазута и подвода газа из магистрального газопровода к котлу.

Схема подготовки мазута представлена на рис. 41. Подготовка мазута включает: удаление механических примесей в фильтрах

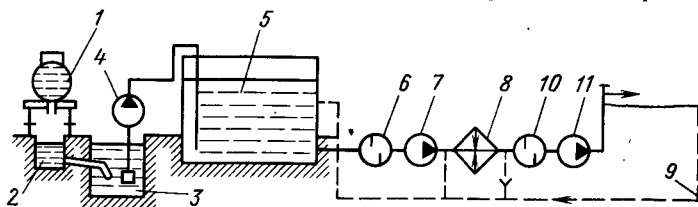


Рис. 41. Схема подготовки мазута:

1 — цистерна; 2 — сливной объем; 3 — приемный объем; 4, 7 и 11 — насосы; 5 — бак; 6 — фильтр грубой очистки; 8 — подогреватель; 9 — линия рециркуляции; 10 — фильтр тонкой очистки

грубой 6 и тонкой 10 очистки, подогрев мазута в баке 5 и в подогревателе 8 для уменьшения вязкости и облегчения перекачки. Температура в баках в любое время года поддерживается равной 60—80 °С, а давление в магистрали 3,5 — 4,5 МПа. Мазут должен быть недогрет до температуры вспышки его паров. Для поддержания постоянной температуры подогрева мазута независимо от потребления организуется непрерывная перекачка его по линии рециркуляции 9 в бак 5.

Газовое хозяйство включает газораспределительную станцию, где осуществляется дросселирование давления с 0,7—1,3 до 0,13—0,2 МПа. Газорегуляторный пункт (ГРП) ввиду повышенной взрывоопасности и сильного шума при работе вынесен в отдельное помещение за пределы главного здания станции. ГРП имеет основные и запасные газопроводы с задвижками, фильтрами, регуляторами давления газа, манометрами и продувочными устройствами. Газопровод котла оснащен регуляторами автоматического расхода газа и быстродействующим импульсным отсекающим клапаном, предназначенным для экстренного прекращения подачи газа в случае возникновения аварийной ситуации. Давление газа перед горелками контролируется манометром. Подвод газа к горелкам индивидуальный. Газопровод в пределах котла имеет продувочные линии с выводом за пределы здания. Ведется систематический контроль проб воздуха на содержание CH_4 . Взрывоопасной считается концентрация в воздухе метана 4—15 %.

§ 11. ЭКРАНЫ ТОПОК

Топка котла предназначена для сжигания органического топлива, частичного охлаждения продуктов сгорания и выделения золы. Теплота сгорания топлива передается ограждающим изнутри топку экранам, в которых движется рабочее тело. Благодаря экранированию топки снижаются потери теплоты в окружающую среду и обеспечивается достаточная жесткость стен топки при восприятии распределенной нагрузки от перепада давлений при работе котла под наддувом или разрежением.

Экраны могут быть гладкотрубными (рис. 42, а), с проставками рис. 42, б) и плавниковыми (рис. 42, в). Экраны из плавниковых труб и труб с проставками являются газонепроницаемыми, их называют газоплотными. В котлах с ЖШУ в зоне активного горения для повышения уровня температур экраны со стороны топки изготавливают из ошпированных труб и покрывают огнеупорной обмазкой 5 (рис. 42, г). С наружной стороны экраны имеют металлическую обшивку 1, которая предохраняет обмуровку 2 от внешних воздействий, в котлах с гладкотрубными экранами этим обеспечивается, кроме того, еще герметичность конструкции.

Основными требованиями к конструкции экранов являются следующие. Они должны быть газоплотными, технологичными в изготовлении, по возможности менее металлоемкими, транспортабельными и поставляться на монтажную площадку в виде законченных заводских блоков, готовых к сборке. Конструкция экранов должна обеспечивать свободу теплового расширения труб при нагреве и охлаждении во избежание появления в металле внутренних остаточных напряжений, надежный отвод теплоты от стенки для предотвращения перегрева металла, устойчивый режим течения среды без пульсаций и значительных неравномерностей по расходу в отдельных трубах, малую чувствительность к тепловым неравномерностям обогрева газами по периметру и высоте топки.

Экраны барабанных котлов с естественной циркуляцией, в которых полезный движущий напор невелик, для уменьшения сопротивления изготавливают из труб большего диаметра (60×4, 60×5, 50×5 мм) с минимальным числом гибов (рис. 43). Гибы расположены у верхних 2 и нижних 4 сборных коллекторов,

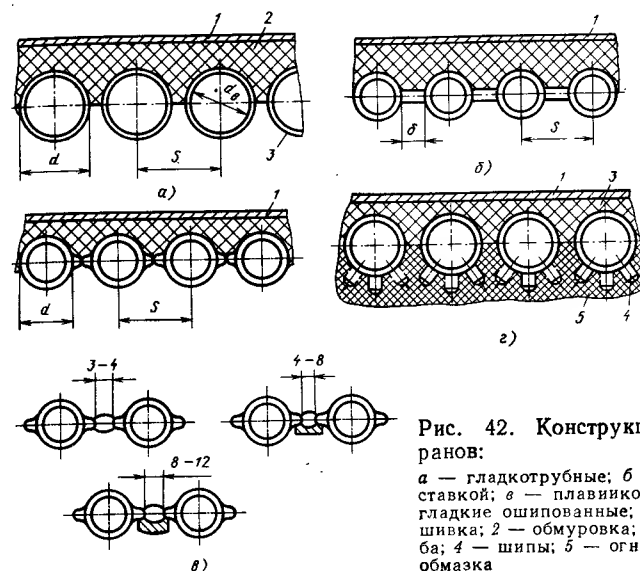


Рис. 42. Конструкции экранов:

а — гладкотрубные; б — с проставкой; в — плавниковые; г — гладкие ошпированные; 1 — обшивки; 2 — обмуровка; 3 — труба; 4 — шипы; 5 — огнеупорная обмазка

в месте расположения горелок, в верхней части топки при наличии верхнего пережима. Следует отметить, что пережим в топке выполняют для более полного заполнения продуктами сгорания топочного объема, лучшего обтекания ими поверхностей нагрева, расположенных на выходе из топки.

Для уменьшения влияния неравномерности обогрева по периметру топки на надежность циркуляции, экраны секционируются путем деления их на части — панели 3, каждая из которых образует свой циркуляционный контур.

Нижние сборные коллектора 4 панелей имеют дренаж для полного удаления воды из контура при останове котла на ремонт. По условиям изготовления и транспортировки панели должны быть шириной $b_n \leq 3,6$ м, а длиной не более 28 м. При большей длине экрана его выполняют с монтажным стыком, расположенным вне зоны максимального тепловыделения в топке или вне зоны активного горения (что еще лучше). Материал труб — сталь 20. Однако для высокофорсированных топок в зоне высоких тепловых потоков применяют трубы и из стали 15ХМ или 12Х1МФ.

Шаг между трубами (см. рис. 42) в гладкотрубных экранах $S = d + 4$ мм, в плавниковых $S/d = 1,33$, в экранах с проставками $S = d + \delta$ ($\delta = 14; 16; 20$ мм).

В настоящее время экраны всех котлов паропроизводительностью $D \geq 320$ т/ч выполняют газоплотными.

Рассмотрим особенности отдельных узлов экранов. Рассредоточенный ввод (вывод) экранных труб в коллектора (из кол-

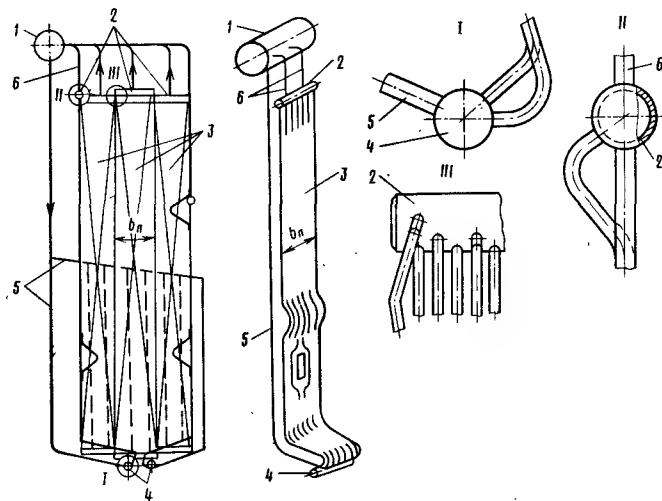


Рис. 43. Экраны котла с естественной циркуляцией (топка с ЖШУ):
1 — барабан; 2 и 4 — верхние и нижние сборные коллектора; 3 — панель экранов;
5 — опускная труба; 6 — паропроводящая труба

лекторов) выполняют для уменьшения ослабления стенки отверстиями.

Схемы узлов верхнего выступа топki показаны на рис. 44. Для топок, сжигающих газ, применима схема рис. 44, а, б. Использование схемы, показанной на рис. 44, а, для пылевидных топлив может привести к налипанию золы на участках с увеличенным расстоянием S_1 между изогнутыми трубами выступа.

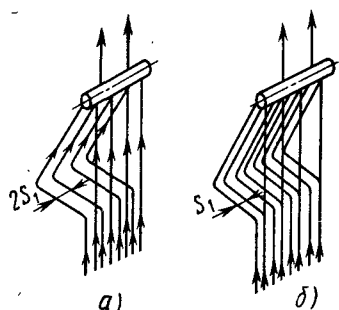


Рис. 44. Схема узла верхнего выступа топki котла:
а — пылеугольного; б — газомазутного

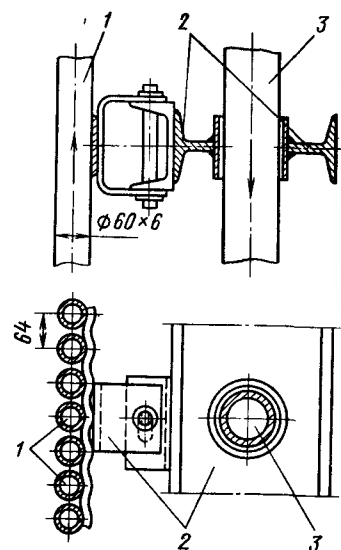


Рис. 45. Крепление труб экранов при нарубной обмуровке

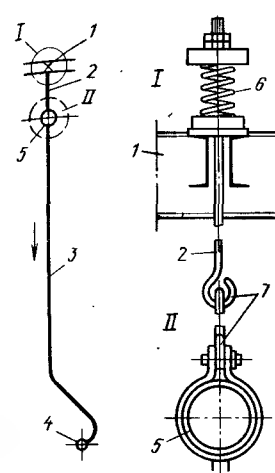
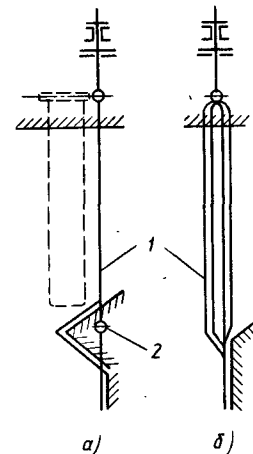


Рис. 46. Подвеска экрана:
1 — балка каркаса; 2 — тяга; 3 — труба экрана; 4 и 5 — нижний и верхний коллектора; 6 — пружинная подвеска; 7 — крюк

Рис. 47. Схемы фестонов:
а — однорядного; б — много-
рядного



Для обеспечения жесткости экранов в направлении нормали к их поверхности применяют пояса жесткости 2 (рис. 45). Они фиксируют трубы 1 и 3 в горизонтальной плоскости, но позволяют им свободно перемещаться по вертикали при нагреве и охлаждении.

Трубы 3 экранов подвешивают к балкам 1 каркаса котла или здания котельной за верхние коллектора с помощью тяг 2 (рис. 46).

В зависимости от способа шлакоудаления нижняя часть экранов топki образует либо под, либо холодную воронку. Трубы пода в котлах с ЖШУ должны быть наклонены к горизонту под углом не менее 15° , чтобы не происходило расслоение пароводяного потока и, следовательно, не возникала опасность перегрева и разрыва труб. Угол наклона экранов холодной воронки в котлах с ТШУ 52° .

Нижние коллектора противоположных экранов для предотвращения распрямления гибов труб в области перехода к поду или экранам холодной воронки жестко связывают между собой.

В котлах, где теплота воспринятая экранами тратится практически только на испарение воды ($p < 9,8$ МПа), задний экран выполняют с разводкой труб 1 — фестоном (рис. 47). В котлах с более высоким давлением — в виде однорядного фестона с шагом $S/d = 3,5 \div 4$ и установкой промежуточного коллектора 2. Диаметр труб однорядного фестона 133 или 159 мм, продольный шаг многорядного фестона $S_2 = 150$ мм.

Экраны прямоточных котлов конструктивно выполняют в виде ленточной навивки Рамзина, горизонтально-подъемной навивки многоходовых подъемно-опускных и многоходовых подъемных панелей.

В навивке Рамзина (см. рис. 10) подъем ленты или лент осуществляется по двум или четырем стенам топki на угол $15-20^\circ$.

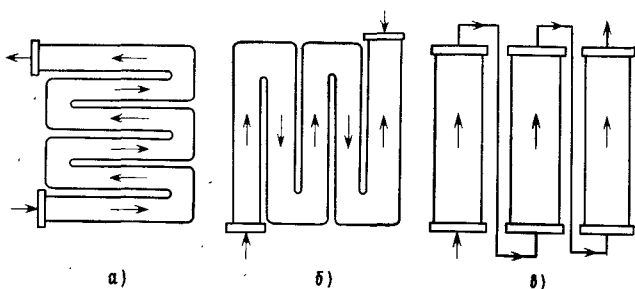


Рис. 48. Схемы экранов прямоточных котлов

Экраны такой конструкции имеют малое гидравлическое сопротивление, нечувствительны к неравномерности обогрева по периметру топки, допускают приращение энтальпии рабочей среды без организации ее перемешивания до 1200 кДж/кг, имеют меньшую металлоемкость из-за отсутствия промежуточных коллекторов. Однако ввиду значительного количества сварочных работ при монтаже снижается надежность и увеличивается срок ввода оборудования. Навивка Рамзина применяется в котлах докритического ($D \leq 1800$ т/ч) и сверхкритического давления.

Горизонтально-подъемная навивка (рис. 48, а) мало чувствительна к тепловой неравномерности обогрева по ширине топки, допускает блочное изготовление, обладает хорошими самокомпенсационными тепловыми свойствами. Однако технологически она сложнее навивки Рамзина, имеет большое гидравлическое сопротивление и повышенную металлоемкость. Ввиду значительного числа гибов труб ее не применяют в газоплотных котлах.

Многоходовые подъемно-опускные панели (рис. 48, б) допускают расположение входного коллектора как сверху, так и снизу. Изменением числа ходов можно выбрать необходимую ширину панели. Экраны этого типа изготавливают в виде блоков, они обладают самокомпенсационными тепловыми свойствами. Металлоемкость их меньше, чем металлоемкость горизонтально-подъемных панелей, но больше, чем металлоемкость экранов с навивкой Рамзина. Гидравлическое сопротивление такое же, как у горизонтально-подъемных панелей. Газоплотное изготовление котлов с такими экранами затруднено в связи с наличием большого числа гибов. Тепловосприятие отдельного хода более чувствительно к тепловой неравномерности.

Как показала эксплуатация котлов СКД, отсутствие перемешивания среды в области высоких локальных тепловых потоков приводило к частым разрывам экранных труб в зоне их максимального обогрева.

Необходимость организации промежуточного перемешивания среды привела к созданию многоходовых подъемных панелей (рис. 48, в). Они технологичны, допускают блочное изготовление в газоплотном исполнении, хотя и обладают повышенной металло-

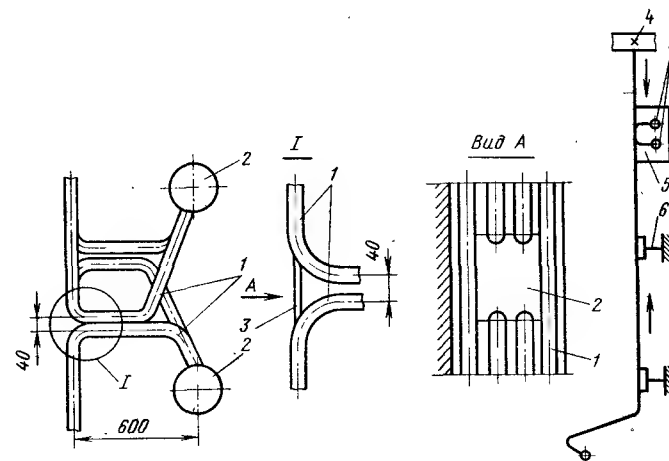


Рис. 49. Конструкции крепления подвески и узла сопряжения вертикальных панелей

емкостью и значительным гидравлическим сопротивлением ввиду наличия дополнительных опускных труб-стояков и промежуточных коллекторов.

Рассмотрим отдельные узлы экранов прямоточных котлов. В газоплотных котлах панели экранов топки не связаны с вертикальными балками каркаса котла, а подвешиваются друг к другу. Верхние панели тягами крепят к верхним горизонтальным балкам каркаса котла или здания котельной.

Сопряжение отдельных участков экранов вертикальных панелей унифицировано (рис. 49). Щели между трубами 1 в зоне сопряжения уплотняют проставками 3, а коллектора 2 заключают в уплотнительный короб 5 (теплый ящик).

Тепловое перемещение экранов происходит от места крепления 4 подвески в вертикальном направлении. В ряде случаев верхнюю часть экранов подвешивают к балкам, а нижнюю опирают на каркас. Тепловое расширение нижней части экранов в этом случае происходит снизу вверх.

Устройство 6 предотвращает прогиб экрана.

При организации движения среды в один ход, т. е. при одновременной подаче среды в количестве, близком к паропроизводительности котла, по всему периметру топки, скорость рабочего тела в трубах тепловых экранов подъемных панелей даже на номинальной нагрузке оказывается малой. Отвод теплоты от стенки трубы в наиболее теплонапряженной части экрана может оказаться недостаточным. Поэтому движение рабочего тела в количестве D в НРЧ экранов такой конструкции организуется в два хода (рис. 50). В качестве первого I выбирают наиболее теплонапряженные панели.

Рабочее тело в количестве D_1 направляется вначале в центральные панели фронтального 1 и заднего 2 экранов и в две центральные

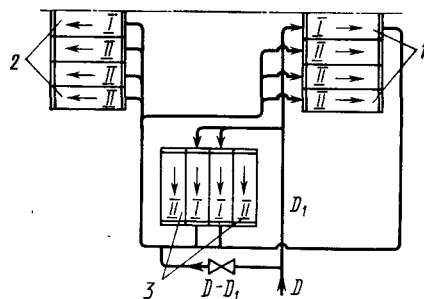


Рис. 50. Схема включения панелей НРЧ котла:

I и II — первый и второй ход

в металле, возникающие в месте сварки отдельных панелей между собой. Допускаемый перепад температур стенок должен составлять $\Delta t \leq 30$. Рассмотрим температурные условия в местах сварного соединения обогреваемых вертикальных панелей 1, имеющих необогреваемые перепускные трубы 2 при различных схемах организации движения рабочего тела (рис. 51). В схеме рис. 51, а различие в температурах труб в месте сварки панелей будет максимальным: $\Delta t_{вх} = t_1'' - t_1' = t_2' - t_1'$ и $\Delta t_{вых} = t_2'' - t_1''$. В схеме рис. 51, б при байпасе 3 части рабочего тела помимо первой панели температура t_1'' на выходе из первого хода будет выше, чем в схеме рис. 51, а (одинаковое количество теплоты воспринимается меньшим количеством рабочего тела). Значение $\Delta t_{вых}$ при этом меньше, а $\Delta t_{вх}$ будет иметь такое же значение, что следует из условия теплового баланса по рабочему телу.

Одновременное уменьшение $\Delta t_{вх}$ и $\Delta t_{вых}$ возможно при введении рециркуляции части среды на вход в первую панель. Для этого устанавливают смеситель 5 и насос 6 на линии 4 рециркуляции (рис. 51, в). Температура t_1' растет, а t_2'' остается такой же, как в схемах рис. 51, а, б. Такая схема сложнее, а кроме того, возрастает потребление электроэнергии на собственные нужды.

В котлах СКД распределение тепловосприимчивости между НРЧ, СРЧ и ВРЧ соответственно 55—45, 30—35 и 15—20 %. Несмотря на отсутствие жестких требований по уровню тепловосприимчивости НРЧ в большинстве котлов СКД энтальпия $i_{НРЧ}$ на выходе из НРЧ принимается меньше энтальпии, отвечающей максимальному значению теплоемкости c_p :

$$i_{НРЧ} = i_{c_p} - (40 \div 60).$$

Трубы панелей экранов прямоточных котлов изготавливают из стали 12Х1МФ диаметром 32×6, 42×5 мм и даже 50×5 мм.

Уменьшить высоту толки можно установкой двусветных экранов 1 по ширине толки (рис. 52, а). Жесткость двусветных экранов обеспечивают путем приварки к трубам 3 нескольких рядов (по высоте) металлических прутков 4 (рис. 52, б) либо

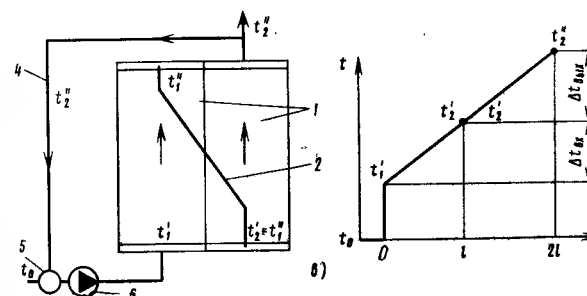
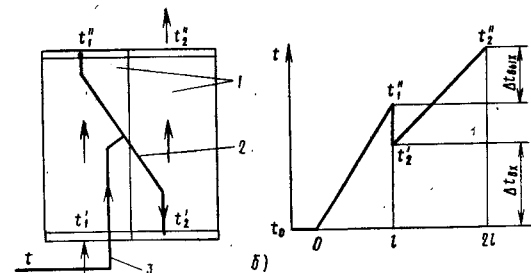
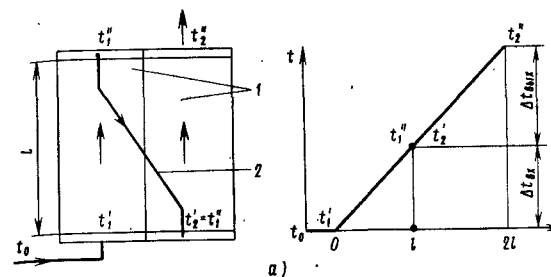


Рис. 51. Схемы включения вертикальных подъемных панелей котлов СКД и изменение температуры рабочего тела по длине панелей:

а — пропуск через панели всей среды; б — байпасирование среды; в — рециркуляция среды на вход в панель

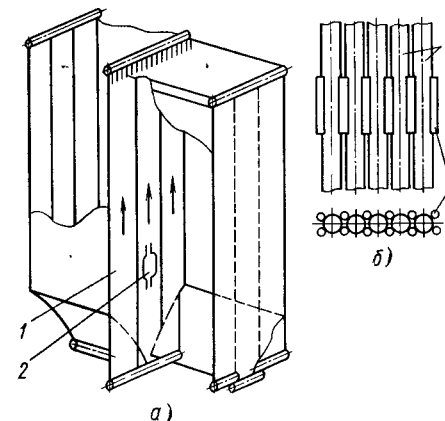


Рис. 52. Схемы расположения двусветного экрана в толке и приварки к трубам прутков

применением газоплотных панелей. Защитой от прогиба экрана при возможном перепаде давлений газов по его сторонам служат межтрубные зазоры или газосообщающие окна 2.

§ 12. ПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Радиационные перегреватели размещают на стенах топки, они воспринимают теплоту излучением (рис. 53). Полурасиационные перегреватели — ширмы устанавливают на выходе из топки. Они получают теплоту как излучением, так и конвекцией. Конвективные перегреватели располагают в соединительном (горизонтальном) и опускном газоходах котла.

По давлению перегреватели делят на перегреватели высокого давления ($p \geq 13,8$ МПа), среднего ($p = 9,9 \div 13,8$ МПа) и низкого ($p \leq 9,8$ МПа).

В котле различают первичные и вторичные перегреватели пара. Первичные перегреватели пара независимо от давления называют перегревателями высокого давления. Вторичные перегреватели называют перегревателями низкого давления или промежуточными перегревателями.

Ширмовые перегреватели (ширмы) представляют систему труб 3 с малым шагом, образующую плоскую ленту 4, имеющую входной 1 и выходной 2 коллекторы (рис. 54). По расположению в топке ширмы делят на горизонтальные и вертикальные. Начиная с середины 1970-х г. практически на всех отечественных котлах устанавливают ширмы вертикальной конструкции. Это объясняется следующим:

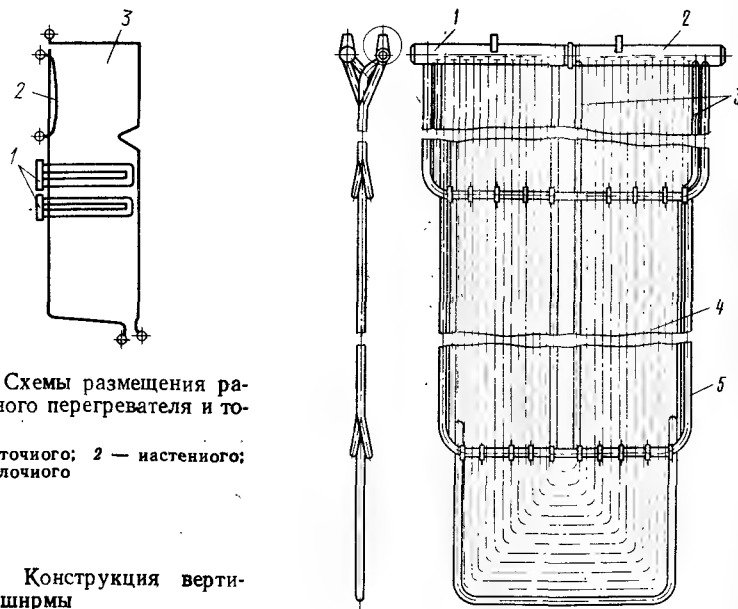


Рис. 53. Схемы размещения радиационного перегревателя и топки:

1 — ленточного; 2 — настенного; 3 — потолочного

Рис. 54. Конструкция вертикальной ширмы

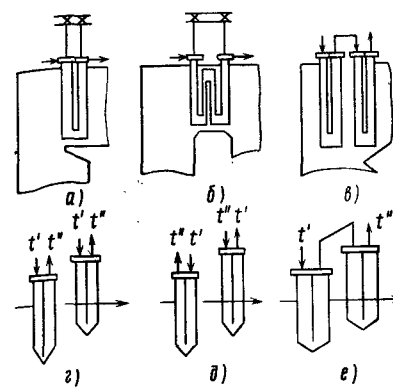
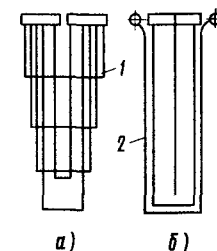


Рис. 55. Схемы расположения ширм в котле и организация движения пара и газов

Рис. 56. Схемы ширм с уменьшенной тепловой неравномерностью



простотой крепления, не требующего применения охлаждаемых подвесных труб, упрощающего трассировку паро- и водопроводов в пределах котла; меньшей загрязняемостью поверхностей золовыми отложениями;

удобством монтажа (ширмы вводят в газоход через отверстия в панелях потолочного перегревателя).

В горизонтальных ширмах котлов нижние трубы подвержены воздействию прямого излучения из топки. Отсюда не только больший нагрев в них пара, но и более высокая температура стенки металла.

Часть поверхностей нагрева горизонтальных ширм плохо омывается потоком газа, что снижает эффективность их теплоприемности.

Недостатками ширм вертикальной конструкции можно считать их недреннируемость, большую склонность к забиванию труб продуктами коррозии, различную длину труб 5. Через трубы большей длины будет передаваться большее количество теплоты. В первую очередь это относится к наружным трубам, воспринимающим теплоту из топки за счет излучения.

Вертикальные ширмы выполняют одно- и многоходовыми (рис. 55, а, б), одно- и двухступенчатыми (рис. 55, а, в), с прямой (рис. 55, г), противоточной (рис. 55, д) или параллельно смешанной (рис. 55, е) организацией движения среды по отношению к направлению движения газа по ширине газохода.

Выбор конструкции ширмы во многом зависит от разности температур газов до ширмы и после нее, числа ширм, особенностей сжигаемого топлива. Температуру θ_1^* газов перед ширмой можно выбирать по табл. 13. Температура газов за ширмой принимается по условию отсутствия шлакования (налипания золы на трубы) первых по ходу газа конвективных перегревателей, находящихся в соединительном газоходе.

Шаг S_1 между ширмами зависит от шлакующих свойств топлива. Для газа и мазута $S_1 = 0,35 \div 0,6$ м, нешлакующих углей

13. Допустимая средняя температура $\vartheta_T^{\text{ср}}$ газов перед ширмами (на выходе из топки), °C

Топливо	Первичные отложения	Ширмы		Без ширм
		цельно-сварные	гладкотрубные	
Донецкие угли АШ, ПА, Т, Г, Д	Рыхлые	1200	1150	1000
Подмосковный Б, кизеловский Г Экибастузский уголь	Прочные	1100	1100	950
	»	1100	1100	1000
	Отсутствуют	1250	1250	900
Назаровский, ирша-бородинский, березовский ($A^c < 6\%$)	Прочные	1050	1050	950
Березовский ($A^c > 6\%$)	»	1050	1050	950
Кузнецкий Г, Т, СС	Рыхлые	1200	1150	1000
Ангренский Б	Прочные	1050	1050	900
Фрезерный Т	»	1000	1000	900
Сланцы северо-западных месторождений	»	1000	1000	900

Примечание. Допустимые температуры справедливы при средней тепловой развертке по ширине газохода ($\Delta v \leq 100^\circ\text{C}$).

14. Рекомендуемые шаги труб в ширмах и конвективных поверхностях нагрева

Поверхность нагрева	Расположение труб	Шаг труб	
		поперечный S_1/d и S_1 , мм	продольный S_2/d и S_2 , мм
Фестонированная часть перегревателя	Шахматное	$S_1 > 250$	$S_2 > 150$
Перегреватель в горизонтальном газоходе	Коридорное	$\frac{S_1}{d} = 2,5 \div 3,5^*$	$S_2 = 150$
Ширма в верху топки	Коридорное	$S_1 \geq 550$	$\frac{S_2}{d} = 1,1 \div 1,25$
Ширма в газоходе	Коридорное	$S_1 = 350 \div 400$	$\frac{S_2}{d} = 1,1 \div 1,25$
Перегреватель и экономайзер в конвективной шахте	Шахматное ¹	$S_1/d = 3 \div 3,5^{**}$	$S_2 - d \geq 20$
	Коридорное	$S_1/d = 2 \div 3^{***}$	$S_2 - d \geq 30$

¹ Для топлив, не дающих плотных отложений (экибастузский, подмосковный, челябинский угли), допускается снижение S_1/d до 2,5 и S_2/d до 1,1.

* Для выходных ступеней пароперегревателя газомазутных котлов при работе без присадок, обеспечивающих рыхлую структуру отложений, зазор $S_d - d < 35$ мм (S_d — диагональный шаг). При сжигании шлакующих топлив зазор $S_1 - d \geq 60$ мм.

** При $d \leq 42$ мм, при $d > 50$ мм допускается $S_1/d = 2,5$.

*** Снижение S_1/d допускается при зазорах в свету не менее 35 мм.

(типа экибастузского) $S_1 = 0,5 \div 0,65$ м и шлакующих $S_1 > 0,65$ м (табл. 14).

Продольный шаг труб в ленте обычно принимается $S_2 = (1,1 \div 1,25) d$. Ширмы изготовляют из труб диаметром 32×4 , 32×5 , 42×5 при $P = 11 \div 14$ МПа и 32×6 , 32×7 , 38×6 , 42×5 , 42×6 для котлов СКД. Материал — сталь 12Х1МФ. Внутренний диаметр коллектора выбирают из условия, что площадь его поперечного сечения близка суммарной площади проходного сечения труб ширмы.

Уменьшение тепловой неравномерности достигается укорачиванием труб 1, подверженных прямому излучению из топки (рис. 56, а). В ряде случаев для наиболее теплонапряженных труб применяют легированную сталь или ширму с торца экранируют трубами 2, в которых протекает среда с более низкой температурой (рис. 56, б).

Для обеспечения необходимого теплоотвода от стенки массовая скорость пара $w = 800 \div 1300$ кг/(м²·с). Большие значения характерны для ширм котлов СКД.

По тепловосприятию поверхности ширм менее эффективны, чем конвективные поверхности перегревателей. В теплообмене участвует лишь часть поверхности ширмы $H_{ш} = 2S_2(n_{ш} - 1)lx$, в то время как полная площадь поверхности $H_{ш,п} = \pi d n_{ш} l$ (l — средняя длина трубы в ленте, м; x — угловой коэффициент ширмы; $n_{ш}$ — число труб в ленте). Поэтому при одинаковом расходе металла расчетная площадь поверхности ширмы получается в 1,5 раза меньше, чем та же величина в конвективном перегревателе.

К недостаткам ширмы по сравнению с конвективным перегревателем следует отнести меньшую площадь поверхности, сосредоточенную в единице занимаемого ею объема. Несмотря на отмеченное, ширмы являются неотъемлемой частью котлов давлением $p \geq 10,8$ МПа, так как они допускают большие значения $\vartheta_T^{\text{ср}}$.

По условиям работы ширмы барабанных и прямоточных котлов отличаются между собой. Так, в барабанных котлах, имеющих до ширм только потолочный перегреватель, при снижении нагрузки температура на входе в ширмы меняется незначительно. Аналогичное явление наблюдается и при установке перед ширмой (по пару) конвективной ступени перегревателя. При развитом предвключенном радиационном перегревателе приращение энтальпии пара в нем $\Delta i = Q/D$ при снижении нагрузки котла возрастает. Происходит это потому, что излучение в топке уменьшается сравнительно мало, а поглощается оно меньшим количеством пара, проходящим через радиационный перегреватель.

В результате пар поступает в ширмы с большей температурой. И хотя само тепловосприятие ширмы $\Delta i_{ш}$ слабо зависит от нагрузки D (рис. 57), дополнительный перегрев пара в радиационном перегревателе может привести к недопустимому повышению тем-

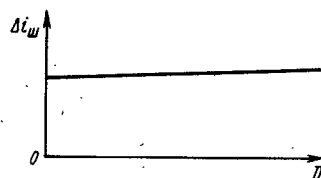


Рис. 57. Изменение тепловосприятия $\Delta i_{ш}$ ширмы от паропроизводительности D котла

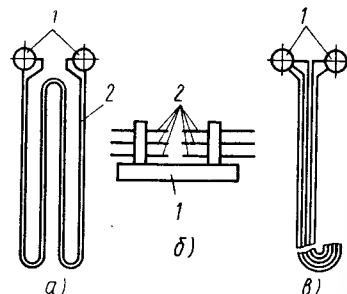


Рис. 58. Схема змеевиковой поверхности перегревателя

пературы стенки труб. Поэтому при развитых радиационных поверхностях нагрева перегревателей в котлах с естественной циркуляцией необходимо предусматривать меры по снижению температуры пара на входе в ширму до значений безопасных по условиям работы металла.

Повышение тепловосприятия радиационной части перегревателя при уменьшении нагрузки наблюдается и на котлах СКД. Ряд мер обеспечивает надежность ширм: снижение температуры питательной воды при уменьшении паропроизводительности, передача избыточного количества теплоты пара высокого давления в промежуточный перегреватель и др.

Конвективные перегреватели имеют змеевиковую поверхность нагрева с входным и выходным коллекторами 1 (рис. 58, а). Число труб 2 в одном змеевике может достигать шести. Трубы 2 приваривают к коллектору 1. При большом их числе в змеевике выполняют соединение перчаточного типа (рис. 58, б). При числе труб в змеевике $n_{зм} \geq 5$ для исключения снижения прочности стенки коллектора 1 отверстиями применяют схему с двумя входными и выходными коллекторами (рис. 58, в).

Располагают змеевиковые поверхности перегревателя в горизонтальном и опускном газоходах. В первом расположение труб вертикальное, во втором — горизонтальное. Обтекание змеевиков газами поперечное. В соединительном газоходе допускается только коридорное расположение труб. В этом случае трубы в меньшей степени подвержены липким золовым загрязнениям, и очистка от них труб проще. В опускном газоходе возможна как шахматная компоновка труб, так и коридорная, что зависит от свойств минеральной части топлива и уровня температур газов (табл. 15).

Размещение труб в опускном газоходе определяется следующим. При повороте газов ввиду действия центробежных сил поля скоростей и концентраций золы на входе в опускной газоход неравномерны. При расположении труб перпендикулярно фронту котла все змеевики оказываются в зоне максимальных концентраций золы и подвергаются повышенному абразивному изнашиванию. При расположении змеевиков параллельно фронту котла

15. Максимально допустимая температура газов ($^{\circ}\text{C}$) перед первой по ходу газов конвективной поверхностью, установленной в опускной конвективной шахте

Топливо	Расположение труб		Топливо	Расположение труб	
	шахматное	коридорное		шахматное	коридорное
Шлакующее Нешлакующее	800 * 900	850 950	Сланцы, северо-западного месторождения	600	700

* При больших промежутках между трубами, когда $S_1 - d > 100$ мм и $S_2 = 100$ мм, допускается температура до 850°C .

в зоне максимальных концентраций золы находится только их часть. Такая компоновка более целесообразна при работе котла на твердом топливе. При сжигании газа и мазута, не имеющих твердой фазы в продуктах сгорания, трубы могут быть расположены по любому варианту.

По характеру организации движения продуктов сгорания и пара различают противоточную, прямоточную и смешанную схемы движения (рис. 59). При противотоке обеспечивается больший температурный напор и, следовательно, требуется меньшая площадь поверхности. Однако применение противотока оправдано лишь в том случае, если температура стенки металла с учетом тепловой и гидравлической неравномерности по трубам не будет превосходить допускаемой величины. Обычно по противоточной схеме работает часть конвективного перегревателя, находящаяся в области температур продуктов сгорания $600-850^{\circ}\text{C}$.

Чаще всего выходную часть перегревателя при $t \geq 540^{\circ}\text{C}$ выполняют по прямоточной, в крайнем случае, по смешанной схеме. При этом змеевики с максимальной температурой пара располагают в области умеренных температур продуктов сгорания.

Для повышения надежности перегревателя осуществляют переброс пара по ширине газохода (уменьшается влияние тепловой неравномерности продуктов сгорания). Полное перемешивание среды по ходу движения пара достигают делением перегревателя на отдельные ступени (снижается неравномерность поля температур пара в отдельных змеевиках). В пределах одной ступени движение пара в пакетах может происходить по одной из схем рис. 59.

Для уменьшения влияния тепловой неравномерности по продуктам сгорания осуществляется движение среды несколькими (двумя-четырьмя) параллельными автономными потоками с обязательным полным их перемешиванием после отдельных ступеней.

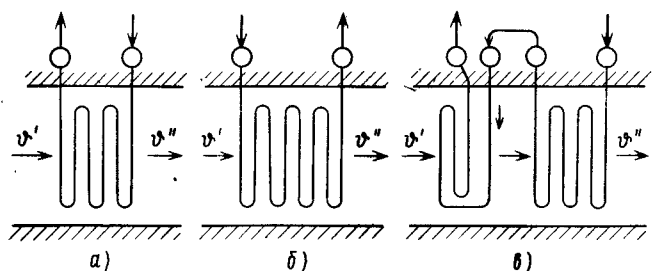


Рис. 59. Схемы движения продуктов сгорания и пара в перегревателе:
а — противоточная; б — прямоточная; в — смешанная

По условиям отвода теплоты от стенки в перегревателях высокого давления рекомендуемое значение массовой скорости пара $\rho w = 1100 \div 1850 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. Большие значения принимаются для котлов СКД.

В промежуточном перегревателе поддержание такой массовой скорости невозможно, так как перепад давлений в нем $\Delta P < 0,2 \div 0,25 \text{ МПа}$. Получить такое значение можно только при снижении массовой скорости до $\rho w = 250 \div 300 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$. Достигается это применением труб большого диаметра. Температурный режим металла, особенно в выходной части промежуточного перегревателя, в этих условиях оказывается близким к предельному. Это приводит к необходимости размещения перегревателя в зоне температур по газам, не превосходящих $800 \div 850^\circ \text{C}$.

Надежная работа перегревателей в ряде случаев достигается только при выполнении выходной части труб из легированной стали. Для перегревателей применяют трубы из стали 12Х1МФ, а для выходной части — трубы из высоколегированной стали, например, 12Х18Н12Т. Диаметр труб перегревателей высокого давления 32×6 , 32×7 и $42 \times 6 \text{ мм}$; а низкого давления 50×4 , 57×4 , 60×4 , 60×5 и $42 \times 4 \text{ мм}$. Геометрические размеры трубных пучков перегревателей приведены в табл. 14. Рассмотрим конструкцию перегревателя, показанную на рис. 60. Стрелкой дано направление тепловых расширений от закрепленных коллекторов. В соединительном газоходе коллектора 7 и 8 перегревателя и змеевики 1 подвешены тягами 6 к каркасу котла или здания. Дистанционирование труб осуществляется гребенками 10, выполненными из жаростойкой стали. В месте выхода труб змеевиков имеется уплотнительный ящик 4 с теплоизоляцией 3.

В опускном газоходе дистанционирование труб 2 перегревателя осуществляют с помощью стоек 1, опирающихся на балки 3, или подвесных труб 4 (рис. 61). Опора труб по схеме рис. 61, б допустима при температуре газов в области коллекторов, выполняющих функцию несущих конструкций, до 600°C .

Для обеспечения блочности, ремонтпригодности и транспортировки ступени перегревателей выполняют из отдельных пакетов.

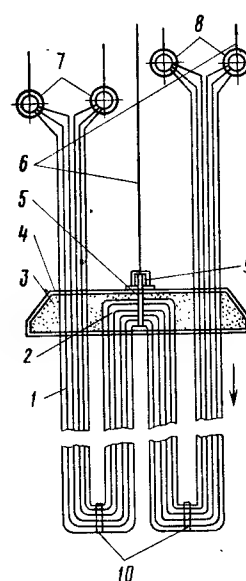
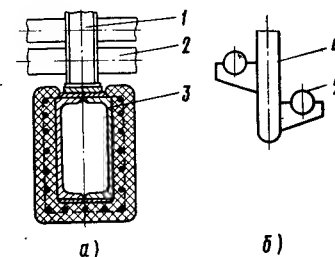


Рис. 60. Конструкция перегревателя в соединительном газоходе:

1 — труба перегревателя; 2 — гиб трубы; 3 — теплоизоляция; 4 — уплотнительный ящик; 5 — хомут; 6 — тяга; 7 и 8 — коллектора; 9 — проушина; 10 — дистанционирующие гребенки

Рис. 61. Схемы крепления труб перегревателей в опускном газоходе:

а — опора на балки; б — опора на подвесные трубы



Размеры пакета по ходу газов по условиям ремонта не должны превышать $1,2 \times 3,2 \times 10 \text{ м}$.

Схемы перегревателя и величину тепловосприятия каждой его ступени выбирают из условия надежной работы поверхности и обеспечения требуемой температуры пара. Число ступеней перегревателя определяется параметрами пара и типом котла. При давлении $p = 4 \text{ МПа}$ перегреватель котла с естественной циркуляцией обычно состоит из двух ступеней. Выходную ступень выполняют по прямоточной или по смешанной схеме (см. рис. 59, б, в).

С ростом давления и температуры перегрева число ступеней (рис. 62, а) увеличивается с трех (потолочная 2, конвективные ступени 3 и 4) при $p = 10,8 \div 13,8 \text{ МПа}$ и $t = 510 \div 560^\circ \text{C}$ до четырех при $p = 13,8 \text{ МПа}$ и $t = 560^\circ \text{C}$. Начиная с давления $P = 10,8 \text{ МПа}$, устанавливают ширмовую поверхность нагрева 5 (рис. 62, б).

Включение ширмы 5 возможно после потолочного перегревателя 2 и после «холодной» конвективной ступени 3. В первом случае металл ширмы находится в более благоприятных условиях, так как температура пара меньше. Поверхность ширмы при одном и том же тепловосприятии получается меньше ввиду большого температурного напора. Однако при этом снижается температурный напор в конвективных поверхностях перегревателя и возрастает их металлоемкость. Во втором случае после потолочного перегревателя 2 пар направляется в конвективную ступень 3. Температурный напор в ней больше, чем в ступени 3 схемы рис. 62, б. Площадь поверхности получается меньше, но если сохранить постоянным приращение энтальпии пара в ширме, то

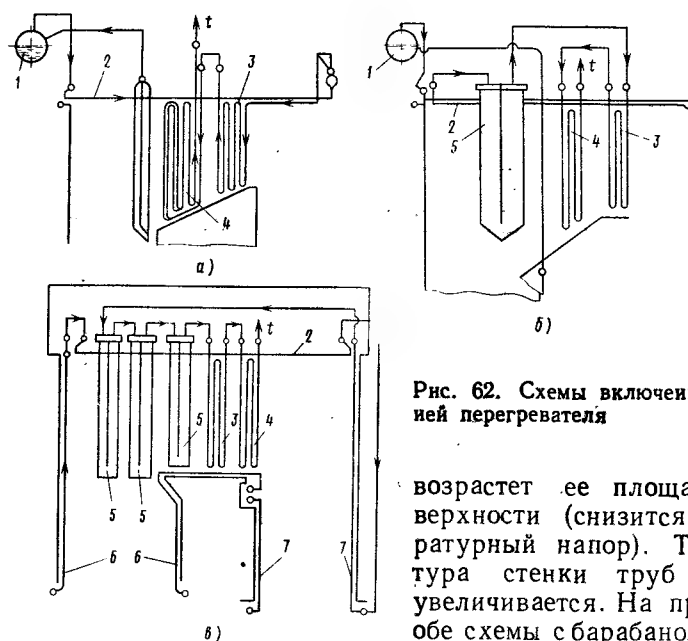


Рис. 62. Схемы включения ступеней перегревателя

возрастет ее площадь поверхности (снизится температурный напор). Температура стенки труб ширмы увеличивается. На практике обе схемы с барабаном 1 применимы в равной степени.

Выбор варианта зависит от результатов технико-экономических расчетов, учитывающих суммарную стоимость конструкции и затраты на преодоление сопротивления по пароводяному тракту.

В прямоточных котлах высокого давления число ступеней перегревателя высокого давления равно трем-четырем. Обычно это ВРЧ, потолочная, две конвективные или конвективная и полурadiационная ступени.

В газоплотных котлах СКД число ступеней перегревателя еще больше: СРЧ, ВРЧ 6, потолочная 2, экраны соединительного и опускного газоходов 7, ширмы 5 одна 4 или две 3, 4 конвективные ступени (рис. 62, в).

§ 13. ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Экономайзер имеет поверхность змеевикового типа, располагается в конвективном опускном газоходе. Схема движения воды по отношению к продуктам сгорания — противоточная, обтекание труб газами — поперечное, компоновка труб — шахматная и коридорная (см. табл. 14). Для интенсификации теплообмена применяют трубы малого диаметра ($d = 21 \div 32$ мм при толщине стенки 2,5—4 мм, причем большие значения для котлов СКД), выполненные из стали 20.

Различают одно- и двухступенчатые экономайзеры (рис. 63). Двухступенчатый экономайзер 2 (рис. 63, а—в) устанавливают при подогреве воздуха до температур выше 360°C . Между его

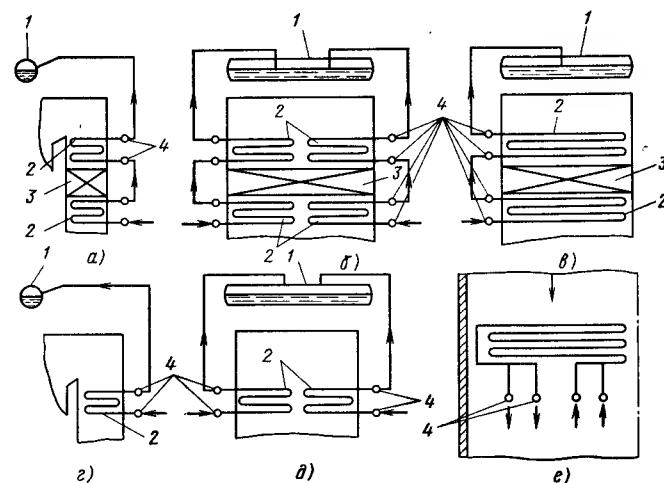


Рис. 63. Схемы включения ступеней экономайзера

ступенями располагают воздухоподогреватель 3. Из экономайзера 2 вода в котлах с естественной циркуляцией поступает в барабан 1, в прямоточных — в раздающие коллектора НРЧ.

По отношению к фронту котла змеевики располагают как перпендикулярно, так и параллельно. Выбор расположения определяется условиями наименьшего золотого износа труб.

Число потоков воды в экономайзере обусловлено обеспечением заданной скорости движения воды в трубах. Однопоточные схемы показаны на рис. 63, а, в, г, е, а двухпоточные — на рис. 63, б, д.

При работе газового тракта, котла под разрежением коллектора 4 выносят за пределы газохода, а при наддуве или уравновешенной тяге размещают непосредственно в газоходе для улучшения герметизации.

На рис. 64 представлена ступень двухпоточного экономайзера барабанного котла, работающего на твердом топливе. Трубы 5 с учетом абразивных свойств золы расположены параллельно фронту котла. Крепление труб 5, их дистанционирование осуществляется при помощи стоек 3, опирающихся на полые охлаждаемые водой или воздухом балки 4, соединенные с каркасом котла. С наружной стороны балка покрыта теплоизоляцией. Температурные перемещения труб происходят от коллекторов 1 и 2 справа налево. В холодном состоянии, когда котел не работает, центр тяжести опоры стойки смещен относительно балки в сторону коллектора. Чем дальше отстоит опорная балка 4 от коллектора 1 или 2, тем смещение Δl больше:

$$\Delta l = \alpha_t l_t \Delta t,$$

где α_t — коэффициент линейного удлинения металла трубы (для стали $\alpha_t \approx 0,000124$ $1/^\circ\text{C}$); l_t — расстояние от коллектора до

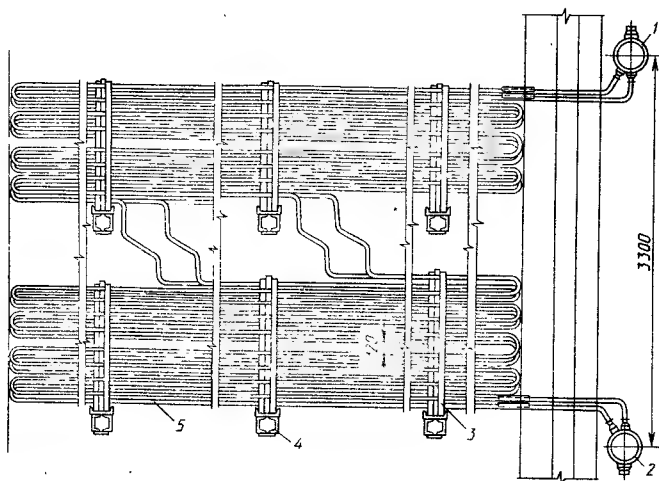


Рис. 64. Ступень двухпоточного экономайзера барабанного котла

опорной балки, м; Δt — разность температур стенки трубы в горячем и холодном состоянии, °С.

При таком конструктивном решении в рабочем состоянии котла на балку действуют только поперечные силы. Крутящий момент отсутствует.

Место прохода труб через обмуровку котла уплотняют. Для герметизации газохода коллектора помещают в металлические кожухи, а для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду теплоизолируют. Тепловое расширение коллекторов происходит по их длине. Обязательным условием создания экономайзера является полная дренируемость его поверхностей, во избежание коррозионных процессов при останове котла.

На рис. 65 показана ступень двухпоточного экономайзера котла СКД энергоблока 300 МВт для сжигания экибастузского угля. В отличие от предыдущей конструкции опоры 5 дистанционирование труб 4 осуществляется стойками 3, закрепленными (за исключением средних) на входных 2 и выходных 1 коллекторах. Экономайзер разделен на два пакета с монтажным стыком между ними. Вода из экономайзера отводится по обогреваемым водоотводящим трубам, которые являются несущими конструкциями, расположенными внутри газохода. Высоту пакетов (1—1,5 м), расстояние между ними (0,8—1 м, иногда 0,8—1,5 м) и соседними поверхностями нагрева выбирают из условий монтажа и ремонта. Большие значения принимают для трубных пучков с малым поперечным шагом.

Для уменьшения размеров экономайзера помимо гладких труб малого диаметра (рис. 65, а) применяют оребренные трубы (рис. 65, б). Тепловоспринимающая поверхность по газовой сто-

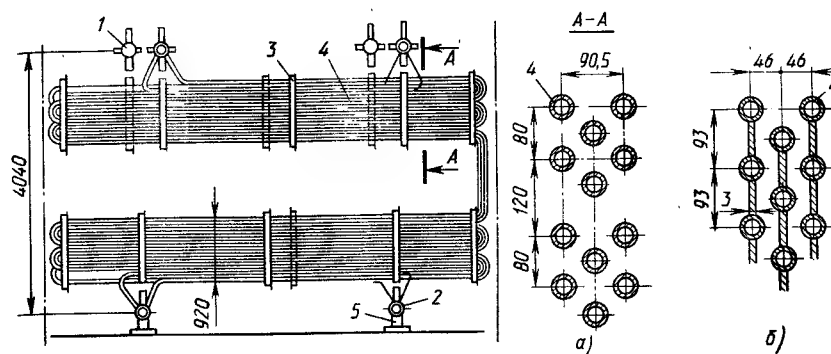


Рис. 65. Ступень двухпоточного экономайзера прямооточного котла

роне при этом увеличивается, а ее габариты уменьшаются. Так, в случае установки труб с прямоугольными плавниками объем, занимаемый экономайзером, уменьшается на 25—30 % при одинаковом расходе металла и электроэнергии на тягу. Еще больший эффект (до 40—50 %) достигается при использовании плавниковых труб трапецидальной формы. Меньшие размеры имеют экономайзеры, выполненные из труб с мембранами. С успехом может быть использовано и поперечное оребрение, но только для топлив, не дающих спекающихся отложений. Следует отметить, что оребрение, хотя и усложняет технологию изготовления, позволяет уменьшить металлоемкость, гидравлическое и аэродинамическое сопротивление экономайзера (примерно на 25 %), а также ремонтные проемы. Кроме того, эти поверхности меньше подвержены загрязнению.

Экономайзеры можно изготавливать из змеевиков с гибами в нескольких плоскостях. Для получения более компактной поверхности и интенсификации процесса теплопередачи за счет уменьшения шага допускаются лирообразные гибы. Минимальный радиус ггиба составляет $1,9d$ (d — наружный диаметр трубы экономайзера).

Гидравлическое сопротивление экономайзеров барабанных котлов высокого давления не должно превышать 5 % давления в барабане, а котлов среднего давления 8 %. Сопротивление экономайзеров прямооточных котлов высокого давления и СКД 1—1,5 %.

Выбор скорости продуктов сгорания в экономайзере зависит от абразивных свойств золы топлива. В соответствии с нормативным методом теплового расчета в экономайзере $w_r = 11 \pm 2$ м/с (большие значения для малозольных и малоабразивных топлив).

Экономайзер барабанного котла может быть кипящего и некипящего типа. Предельная степень парообразования, %, $x = [(i''_{вз} - i'_в)/r] 100 \leq 15$,

$$x = [(i''_{вз} - i'_в)/r] 100 \leq 15,$$

где $i''_{вз}$, $i'_н$ и r — энтальпии воды на выходе из экономайзера, на линии насыщения и теплота парообразования, кДж/кг. Ограничением степени парообразования можно повысить гидродинамическую устойчивость потока в выходной части змеевиков. При двухступенчатом экономайзере на выходе из первой ступени энтальпия воды

$$i''_{вз1} = i'_н - (165 \div 210).$$

В этом случае на выходе всех змеевиков первой ступени получается однофазовая среда (вода), что существенно упрощает задачу равномерного ее распределения по трубам второй ступени.

На выходе из экономайзеров прямоточных котлов докритического давления энтальпия

$$i''_{вз} = i'_н - (125 \div 170).$$

В котлах СКД нет жесткого ограничения величины приращения тепловосприятия в экономайзере $\Delta i_{вз}$, кДж/кг. Однако в большинстве случаев

$$\Delta i_{вз} = i''_{вз} - i_{пв} = 160 \div 230.$$

При таких значениях $\Delta i_{вз}$ переходную зону (максимальной теплоемкости) удается вынести за пределы НРЧ.

Массовую скорость ρw воды в экономайзере выбирают равной 600—800 кг/(м²·с). Большие значения принимают для кипящих экономайзеров и котлов СКД. По условиям надежности работы металла труб скорость воды w при минимальной нагрузке не должна быть ниже 0,4—0,5 м/с. При $w < 0,3$ м/с наблюдается расслоение среды в трубах. Газы, растворенные в воде, при нагреве выделяются и собираются в верхней части трубы. Возникает вероятность возникновения газовой кислородной коррозии металла с последующим образованием свищей в трубах. Кроме того, наличие газовой «подушки» в трубе может привести к перегреву стенки экономайзера и ее разрыву, так как газ отводит теплоту от металла гораздо хуже воды.

Количество воды, проходящей через экономайзер, в барабанных котлах $D_{вз} = D + D_{пр}$, в прямоточных $D_{вз} = D - D_{в}$, где $D_{пр}$ — количество воды на продувку; $D_{в}$ — количество воды на впрыск.

Энтальпия воды на входе в экономайзер для прямоточных котлов равна энтальпии питательной воды ($i_{вз} = i_{пв}$). Для барабанных котлов с поверхностными регуляторами температуры перегрева пара $i'_{вз} = i_{пв} + \Delta i_p$, для схем с регулированием температуры собственным конденсатом $i'_{вз}$ рассчитывают.

§ 14. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Как уже отмечалось, по принципу действия воздухоподогреватели делят на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных трубчатых воздухоподогревателях передача теплоты от газов к воздуху осуществляется непрерывно через

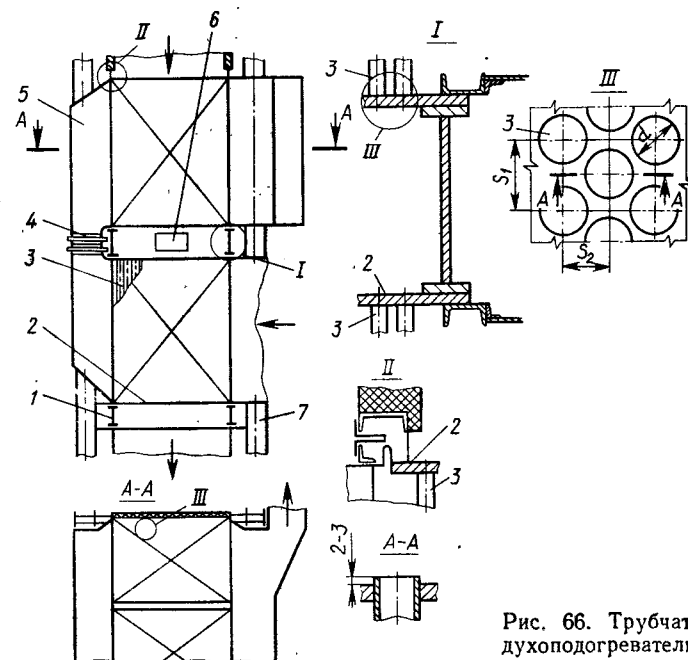


Рис. 66. Трубчатый воздухоподогреватель

неподвижную металлическую стенку трубы. В регенеративных поверхность нагрева омывается попеременно то дымовыми газами, то воздухом. При омывании дымовыми газами поверхность нагревается, а воздухом охлаждается.

Трубчатые воздухоподогреватели (ТВП) осуществляют прямой нагрев воздуха продуктами сгорания. ТВП — поверхность нагрева, состоящая из отдельных секций (кубов), каждая из которых представляет набор вертикальных стальных труб 3 диаметром 28—51 мм и толщиной стенки $\delta = 1,5$ мм (рис. 66). ТВП опирается на балки 1, соединенные с каркасом 7 котла. Концы труб герметично закреплены в отверстиях горизонтальных трубных досок 2. Секции соединены коробами 5 с компенсаторами 4. Дымовые газы движутся сверху вниз внутри труб, а воздух обтекает трубы в горизонтальном направлении. При такой схеме движения продуктов сгорания внутренняя поверхность труб меньше загрязняется золовыми частицами. Для топлив с большей зольностью применяют трубы большего диаметра. Их располагают в шахматном порядке (рис. 67). Продольный шаг труб $S_1/d = (1,2 \div 1,5)$. Меньшие значения принимают для сухих и малоабразивных топлив. Поперечный шаг выбирают из условия равенства скоростей газа в сечениях АА и ББ:

$$S_2/d = \sqrt{0,5 S_1/d + 0,25}. \quad (30)$$

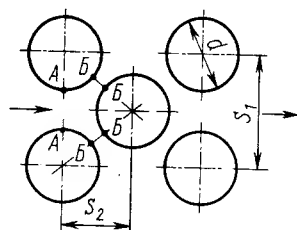


Рис. 67. Шахматное расположение труб в ТВП

По характеру движения продуктов сгорания и воздуха ТВП относятся к теплообменникам с многократным перекрестным потоком сред. Из нижних секций в верхние воздух подается по перепускным коробам или вертикальным каналам, расположенным между секциями. Снаружи воздухонагреватель имеет теплоизоляцию и стальную обшивку. Нижняя трубная доска ТВП опирается на рамную конструкцию, связанную с каркасом котла, поэтому тепловое расширение ТВП происходит снизу вверх. Для обеспечения герметичности и свободы теплового расширения имеется линзовый компенсатор.

По организации движения воздуха различают одно-, двух- и многопоточные воздухоподогреватели (рис. 68). Однопоточная схема (рис. 68, а, в) при подаче воздуха по стороне большей длины ТВП применяется для котлов средней мощности. С ростом паропроизводительности котла использование однопоточной схемы приводит к увеличению высоты секции 1. Двухпоточная схема имеет (рис. 68, б) в 2 раза меньшую высоту хода, хотя приводит к некоторому увеличению глубины конвективной шахты. Многоходовые схемы с тремя-шестью ходами применяют на мощных котлах.

При принятых значениях S_1 и d и известной ширине газохода высота хода зависит от скорости воздуха и продуктов сгорания. В ТВП среднюю скорость газа принимают равной 9—11 м/с (большие значения для малозольных малоабразивных топлив).

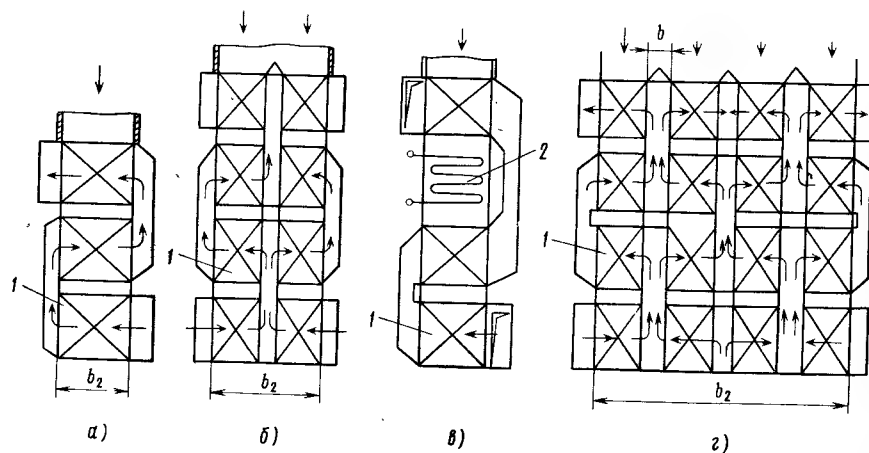
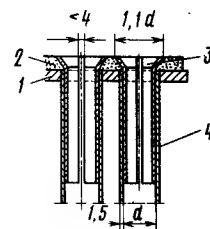
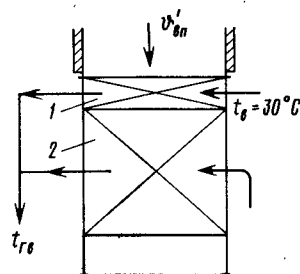


Рис. 68. Схемы компоновки ТВП:

а — одноступенчатый однопоточный; б — одноступенчатый двухпоточный; в — двухступенчатый однопоточный; г — одноступенчатый четырехпоточный; 1 — вход воздуха; 2 — ТВП; 3 — перепускной короб; 4 — выход воздуха; б — экономайзер



а)



б)

Рис. 69. Схемы защиты трубной доски и входных участков труб

Скорость воздуха $w_a = (0,4 \div 0,6) w_r$. При таком соотношении обеспечивается равенство интенсивностей теплоотдачи от газа к стенке и от стенки к воздуху.

Воздух в ТВП может нагреваться несколько выше 400 °С. До 320 °С воздух подогревается в одноступенчатом воздухоподогревателе (рис. 68, а, б), а свыше 320 °С — в двухступенчатом (рис. 68, в).

Вторую ступень ТВП устанавливают в рассечку между пакетами экономайзера 2 (рис. 68, в). Для обеспечения минимально допустимого температурного напора на холодном конце экономайзера и получения умеренных скоростей воздуха во второй ступени ТВП температура воздуха на выходе из первой ступени воздухоподогревателя

$$t'_{ап1} = t_{пг} + (30 \div 40). \quad (31)$$

Температура газов перед второй ступенью ТВП не должна превышать 530 °С для исключения процесса окисления металла трубной доски. Обычно при температуре газов перед воздухоподогревателем до 515—525 °С трубную доску 1 покрывают защитной тепловой изоляцией 2 (рис. 69, а). При температуре газов выше 530 °С трубную доску выполняют из легированной стали или ее охлаждают воздухом (рис. 69, б) температурой $t_b = 30$ °С. При работе на абразивном топливе для защиты входных участков труб 4 от изнашивания используют съемные защитные вставки 3.

Регенеративные воздухоподогреватели (РВП) включают цилиндрический ротор 4, вращающийся на валу 1 внутри неподвижного стального корпуса 2 (рис. 70). Ротор состоит из секторов 5, заполненных вертикальными стальными пластинами толщиной 0,8—1,2 мм. Для увеличения площади поверхности в единице объема часть пластин 7 гофрируют. Верхняя и нижняя секторные плиты делят корпус на две части — газовую I и воздушную II. Газы I движутся сверху вниз, а воздух II — снизу вверх. При вращении ротора 4 отдельные сектора 5 то нагреваются в потоке

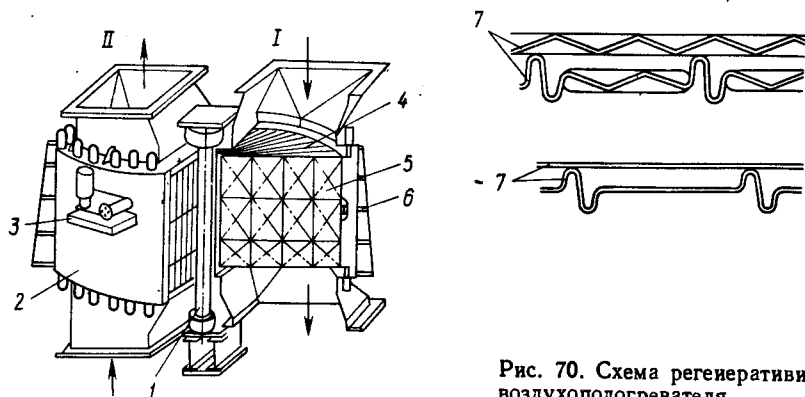


Рис. 70. Схема регенеративного воздухоподогревателя

газов, то охлаждаются в потоке воздуха. Вращение обеспечивается электродвигателем 3, установленным на вертикальной части наружного корпуса. Шестерня, соединенная с электродвигателем через редуктор, перемещает расположенные по окружности ротора вертикальные валики 6 (цевки). Частота вращения ротора 2 об/мин.

Гофрированная форма листов позволяет получать до 300—400 м² поверхности в 1 м³ объема. Форма набивки зависит от температурных условий. Для горячей части РВП применяют интенсифицирующую набивку с более плотным расположением листов.

Небольшая толщина листа способствует не только быстрому прогреву и охлаждению пластины, но и некоторой вибрации листов при прохождении через них воздушного потока, приводящей к частичному удалению золовых загрязнений. Гофрированные листы изготавливают штамповкой или прокаткой.

К недостаткам РВП можно отнести сравнительно быстрый износ и коррозию листов и относительно невысокую теплопередачу при продольном обтекании листов газом.

В газовом тракте РВП давление меньше чем в воздушном. Перепад давлений составляет около 7—8 кПа. Это приводит к необходимости уплотнять места сопряжения подвижных и неподвижных частей. Различают периферийное, радиальное и аксиальное уплотнения. Периферийные и радиальные уплотнения расположены на верхней и нижней частях ротора, а аксиальные — по боковым поверхностям.

В аксиальном уплотнении (рис. 71) снижение перетока воздуха достигается уменьшением зазора δ между фланцем ротора 1 и колодкой 2, положение которой регулируется пружинным устройством 3.

Благодаря наличию уплотнений снижаются присосы воздуха в газовый тракт. Однако присосы воздуха в РВП ($\Delta\alpha_{вп} = 0,15 \div 0,2$) выше, чем в ТВП ($\Delta\alpha_{вп} = 0,03$ на ступень).

Скорости газов и воздуха в РВП близки: $w_r = 9 \div 11$ м/с, $w_v = 6 \div 9$ м/с. Большие значения w_r и w_v принимают для малоабразивных и сухих топлив.

РВП отличаются большей компактностью, меньшей металлоемкостью, чем ТВП, возможностью осуществления выносной компоновки. Поэтому они получили широкое распространение в газомазутных и некоторых котлах, работающих на твердом топливе. Ограниченное применение РВП обусловлено наличием в золе оксида кальция ($CaO < 15 \div 20\%$), величиной балласта топлива $A^p + W^p < 30\%$, фракционным составом золы $R_{90} < 20\%$. Характеристика РВП приведена в табл. 16.

В РВП воздух может быть нагрет до 360 °С. Кроме того, можно нагревать два параллельных потока воздуха до различных температур. РВП можно применять в качестве первой ступени при $t_{гв} \geq 400$ °С. При работе котла на газе возможна схема с горизонтальным расположением ротора. Число устанавливаемых воздухоподогревателей на котел зависит от его мощности. Обычно с котлом устанавливают не менее двух РВП. С уменьшением числа РВП экономятся капиталовложения и эксплуатационные затраты, но снижается надежность работы котельной установки.

Рассмотрим некоторые особенности воздухоподогревателей. Из уравнения теплового баланса по газам и воздуху следует, что

$$V_v c_v (t_{гв} - t'_{вп}) = V_r c_r (\vartheta'_{вп} - \vartheta_{yx}),$$

где V_v и V_r — объем соответственно воздуха и газов, м³/кг; c_v и c_r — теплоемкость соответственно воздуха и газа, МДж/(кг·°С); $t_{гв}$, $t'_{вп}$, ϑ_{yx} и $\vartheta'_{вп}$ — температура соответственно воздуха и газа на выходе и входе воздухоподогревателя, °С.

Подогрев воздуха

$$t_{гв} - t'_{вп} = \frac{V_r c_r}{V_v c_v} (\vartheta'_{вп} - \vartheta_{yx})$$

при постоянных значениях $t'_{вп}$, $\vartheta'_{вп}$, ϑ_{yx} зависит от отношения водяных эквивалентов газа и воздуха $V_r c_r / (V_v c_v)$. Теоретический объем продуктов сгорания V_r больше, чем теоретический объем воздуха V_v ввиду наличия водяных паров. Кроме того, теплоемкость продуктов сгорания c_r больше теплоемкости воздуха c_v , так как в них присутствуют трехатомные газы RO_2 и H_2O . В действительности в связи с наличием присосов воздуха по газовому тракту отношение $V_r c_r / (V_v c_v)$ еще больше и составляет 1,25 для маловлажных топлив (АШ) и 1,6 для высоковлажных углей.

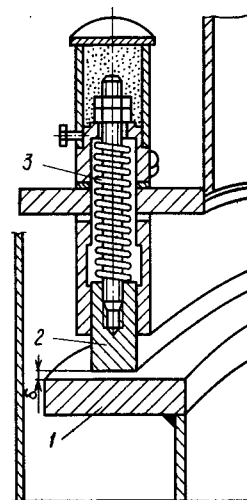


Рис. 71. Аксиальное уплотнение РВП

16. Характеристика РВП, выпускаемых различными заводами страны

Наименование	ПО «Красный котельщик»					ЗНО								ПО «Сибэнергомаш»	
	РВП-41	РВП-54	РВП-68	РВП-98	РВП-1	РВП-2	РВП-3	РВП-4	РВП-5	РВП-6	РВП-7	РВП-8	РВП-9	РВП-3600	РВП-6100
Наружный диаметр ротора D_p , м	4,1	5,4	6,8	9,8	5,27	5,2	7,126	7,126	7,126	7,126	7,126	7,45	7,45	3,6	5,1
Число секторов:															
z_c	24	24	24	24	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18
по газу z_g	13	13	13	11	9	9	10	10	10	10	10	9	9	8	9
по воздуху z_v	9	9	9	11	7	7	6	6	6	6	6	7	7	8	7
Поверхность нагрева, м ² :															
горячей части H_g	5068,5	8 948,2	25 252,8	57 930	11 100	—	24 200	14 380	21 600	8 500	14 900	—	—	3900	7 970
холодной части H_x	2152,8	3 866,4	6 501,6	12 200	3 500	6150	—	—	6 900	7 500	6 370	—	—	1700	2 975
общая H	7221,3	12 814,6	31 754,4	70 130	14 600	—	24 200	14 380	28 500	16 000	21 270	20 500	31 200	5600	10 945
Высота слоя набивки, м:															
горячей части h_g	1,31	1,31	1,31	2,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,08	1,08
холодной части h_x	0,71	0,71	0,71	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,68	0,68
Масса набивки, т:															
горячей части	14	24	63,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	30,2	36,6
холодной части	11,5	20	34,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
общая	61,4	91,4	179	—	94	69	139,6	116	176	124,3	145,2	150	190	41,9	76,5

Так, охлаждение газов на 100 °С увеличит температуру воздуха для этих топлив соответственно на 125 и 160 °С. Так как рост температуры воздуха происходит интенсивнее, чем снижение температуры газов, на холодном конце воздухоподогревателя $\theta_{yx} - t'_{np} > \theta'_{vp} - t_{gv}$. Для влажных топлив разность $\theta'_{vp} - t_{gv}$ будет меньше, чем для сухих топлив.

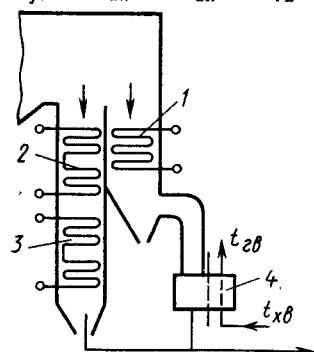


Рис. 72. Схема подогрева воздуха «расщепленный хвост»:

1 — промежуточный перегреватель; 2 и 3 — экономайзер высокого и низкого давления; 4 — РВП

С точки зрения процесса теплопередачи для достижения приемлемых температурных напоров во избежание значительного роста поверхности нагрева необходимо, чтобы на горячем конце воздухоподогревателя разность температур газа и воздуха $\theta'_{vp} - t_{gv} \geq 30$ °С.

Повысить температуру воздуха можно уменьшением соотношения водяных эквивалентов, т. е. снижением количества газов, проходящих через воздухоподогреватель. К таким схемам подогрева относится схема «расщепленного хвоста» (рис. 72). Через воздухоподогреватель 4, расположенный за промежуточным перегревателем 1

проходит часть газов. Остальное количество газов пропускается через газоход, в котором расположены поверхности экономайзеров высокого 2 и низкого 3 давления. Вода экономайзера низкого давления 3 используется для предварительного подогрева питательной воды в системе регенеративных подогревателей.

Подогрев воздуха в воздухоподогревателе определяется выходом летучих, влажностью топлива, а также способом его сжигания. Рекомендуемые значения температуры t_{gv} горячего воздуха приведены в табл. 17.

Газовая коррозия наблюдается во время работы котла, его пуска и останове. Она обусловлена следующим. Содержащийся в продуктах сгорания серный ангидрид SO_2 , соединяясь с водяными парами, при конденсации на холодной части труб ТВП или пластин РВП образует серную кислоту H_2SO_4 , активно разрушающую металл. Конденсация возникает при температуре поверхности нагрева ниже точки росы, °С,

$$t_p = \frac{201 \sqrt[3]{S^n}}{1,19 a_{yn} A^n} + t_k, \quad (32)$$

где S^n и A^n — приведенные значения соответственно серы и золы на рабочую массу топлива, % · кг/МДж; a_{yn} — доля золы в уносе;

17. Рекомендуемые значения температуры $t_{гв}$ подогрева воздуха в воздухоподогревателе котлов паропроизводительностью больше 75 т/ч

Характеристики топки и схемы пылеприготовления	$t_{гв}, ^\circ\text{C}$	Топливо
Топка с твердым шлакоудалением при замкнутой системе пылеприготовления и сушке топлива воздухом	300—350 350—400 250—300 380—400	К и Б Б, фрезерный Т Сланцы, АШ и ПА Тоший донецкий уголь и
Топка с жидким шлакоудалением, в том числе с горизонтальными циклонами и вертикальными предтопками, при воздушной сушке и подаче пыли горячим воздухом или сушильным агентом	350—400	
При сушке топлива газами	380—400	Б
В замкнутой системе пылеприготовления при шлакоудалении:		
твердом	300—350	Б
жидком	350—400	Б
При сушке топлива газами при разомкнутой системе пылеприготовления и шлакоудалении:		
твердом	350	Для всех топлив То же
жидком	350—400	М, природный Г
Камерная топка	250—300	Доменный Г

t_k — температура конденсации водяных паров, определяемая парциальным давлением паров воды в продуктах сгорания. Например, для мазута $t_k = 44^\circ\text{C}$, для торфа $t_k = 56^\circ\text{C}$, для АШ $t_k = 27 \div 28^\circ\text{C}$.

Интенсивная коррозия наблюдается при останове котла, когда увеличивается конденсация паров H_2SO_4 на остывающих поверхностях воздухоподогревателей. Продолжительность τ работы набивки РВП газомазутного котла зависит от числа остановов n_o (заштрихованная область, рис. 73).

Увеличение числа n_o остановов уменьшает срок службы воздухоподогревателя.

Меры защиты воздухоподогревателей от коррозии — предварительный подогрев воздуха, использование каскадного подогревателя, различных покрытий и режимных мероприятий.

Предварительный подогрев воздуха перед подачей его в воздухоподогреватель 1 может быть осуществлен двумя путями: в калорифере 2 и при смешении с частью горячего воздуха, подаваемого вентилятором рециркуляции 3 на вход в воздухоподогреватель (рис. 74). Первый способ предпочтительнее, так как позволяет исполь-

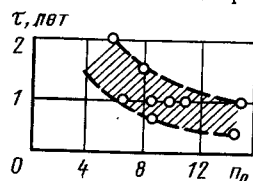


Рис. 73. Длительность τ работы нижнего слоя набивки от числа n_o остановов в году

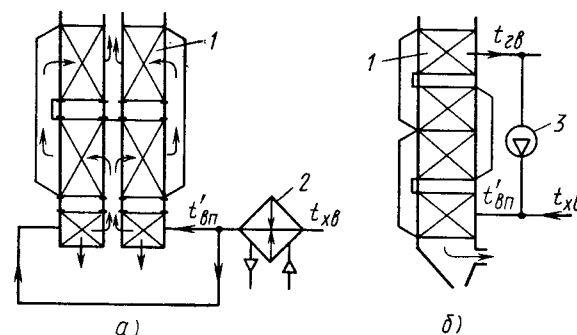


Рис. 74. Схемы подогрева воздуха на входе в воздухоподогреватель:

а — подогрев в калорифере; б — рециркуляция горячего воздуха; 1 — ТВП; 2 — калорифер; 3 — вентилятор рециркуляции

зовать для подогрева низкотемпературные отборы пара из турбины и не связан с установкой оборудования (вентилятора рециркуляции). Кроме того, при калориферах сопротивление воздухоподогревателя меньше, так как через него проходит меньший объем воздуха.

Подогрев воздуха в калорифере осуществляется до $70\text{—}80^\circ\text{C}$, что значительно снижает или полностью исключает коррозию. При еще большем подогреве воздуха возникает необходимость увеличения температуры уходящих газов для обеспечения достаточного температурного перепада $\theta_{yx} - t_{вп}$. Как правило, с введением предварительного подогрева воздуха низкотемпературные части ТВП или холодная часть набивки РВП отделяется от остальной части воздухоподогревателя. Это позволяет во время ремонта менять не весь воздухоподогреватель, а лишь часть его поверхности. Для мазутных котлов рекомендуется принимать $t_{вп} = 70 \div 90^\circ\text{C}$, для влажных серосодержащих топлив $t_{вп} \geq t_k$.

Особенность организации подогрева воздуха в каскадном воздухоподогревателе заключается в следующем. В низкотемпературных секциях воздухоподогревателя создаются условия, при которых температура стенки превышает температуру точки росы. Достигается это пропуском через холодные секции всего объема газов и небольшого расхода воздуха ($30\text{—}40\%$), который предварительно подогревается в калорифере 2 (рис. 75). Смешение

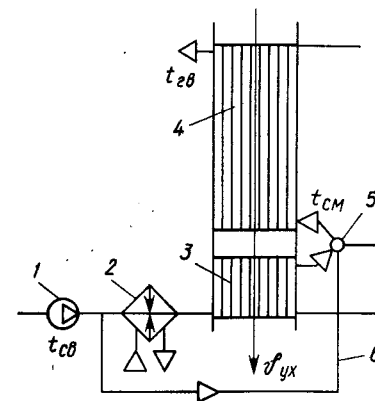


Рис. 75. Каскадный воздухоподогреватель:

1 — вентилятор; 2 — калорифер; 3 — каскадная ступень воздухоподогревателя; 4 — основной воздухоподогреватель; 5 — смеситель; 6 — байпас

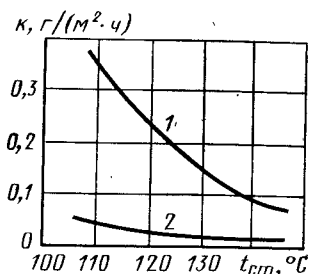


Рис. 76. Скорость коррозии k набивок РВП в зависимости от температуры стенки $t_{ст}$: 1 — металлической; 2 — с эмалированным покрытием

в случае применения набивок с эмалированным покрытием мало зависит от температуры $t_{ст}$ стенки. Одним из направлений снижения коррозии, особенно при сжигании в топке котла высокосернистых мазутов, является использование неметаллических материалов: стекла, фарфора, пластиков, слабо подвергающихся воздействию серной кислоты. Известны конструкции ТВП со стеклянными трубками и РВП с фарфоровыми трубками диаметром 28 мм на выходе. Однако не все проблемы создания таких конструкций решены: у стеклянных ТВП — плохая герметичность соединения металлических частей и стеклянных трубок; у РВП — повышенное загрязнение керамики отложениями.

К режимным мероприятиям снижения коррозии относят работу котла с пониженными избытками воздуха. При меньшем количестве воздуха α_t снижается количество SO_2 (уменьшается концентрация атомарного кислорода), а следовательно, падает скорость коррозии. Аналогичные результаты получаются при рециркуляции дымовых газов в активную зону горения. Применение этих методов ограничено газомазутными котлами. Для твердых топлив по условиям выгорания частиц и устойчивости процесса горения $\alpha_t \geq 1,05$, а общий избыток воздуха в топке $\alpha_t = 1,2 \div 1,25$. Рециркуляцию газов по условиям устойчивости горения применяют для топлив с выходом летучих $V_t^r > 40 \%$.

§ 15. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА

Трубопроводы — это система соединенных между собой труб для транспортирования газообразной и жидкой среды. По назначению и виду транспортируемой среды различают: пароводы, масло-, мазуто- и газопроводы, трубопроводы различных химических растворов; внутренние трубопроводы (в пределах оборудования, например в пределах котла, турбины, теплообменника и т. д.) и внешние. Последние соединяют различные

потоков воздуха происходит в смесителе 5 после каскадной ступени 3. При такой схеме обеспечивается быстрый рост температуры воздуха. Продукты сгорания в каскадной ступени 3 охлаждаются меньше, а температура стенки трубы получается более высокой.

Применение эмалированных покрытий и неметаллических материалов снижает коррозию менее нагретых поверхностей воздухоподогревателя. Поверхности покрывают кислотоупорными и термостойкими эмалями толщиной 0,5—0,6 мм. Из рис. 76 видно, что скорость k коррозии холодных частей РВП

18. Категории трубопроводов водяного пара и горячей воды

Категория трубопроводов	Среда	Рабочие параметры	
		температура, $^\circ\text{C}$	давление (избыточное), МПа
1	Перегретый пар	Выше 580 540—580 450—540 450	Не ограничено То же » Выше 3,9
	Горячая вода, насыщенный пар	Выше 115	Выше 8
2	Перегретый пар	340—450 350	До 3,9 2,2—3,9
	Горячая вода, насыщенный пар	Выше 115	3,9—8
3	Перегретый пар	250—350 250	2,2 1,6—2,2
	Горячая вода, насыщенный пар	Выше 115	1,6—3,9
4	Перегретый и насыщенный пар	115—250	0,07—1,6
	Горячая вода	Выше 115	1,6

типы оборудования на ТЭС и за ее пределами. Основные виды трубопроводов электростанции — это паропроводы от котла к турбине, паропроводы промежуточного перегрева пара, общестанционные паропроводы и водопроводы (различных назначений), паропроводы отборов пара, паропроводы от РОУ и редуционных установок, трубопроводы питательной воды, тепловых сетей и др.

В соответствии с правилами устройств и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды трубопроводы (с рабочим давлением пара более 0,07 МПа или с температурой воды более 115 $^\circ\text{C}$) по параметрам рабочей среды делят на четыре категории (табл. 18).

При определении категории трубопровода за рабочие параметры принимают их номинальные значения (в паропроводах за котлом, в трубопроводах питательной воды за деаэратором) или максимальные (за соответствующим оборудованием).

Трубопроводы содержат: прямые участки, фасонные элементы, дренажную систему и воздушники, опоры и подвески, компенсаторы, арматуру, контрольно-измерительную аппаратуру для определения и регистрации параметров рабочей среды и состояния металла трубопроводов. Для контроля за тепловыми расширениями на трубопроводах устанавливают указатели тепловых удлинений (реперы) с соответствующими регистраторами. С целью предотвращения ожогов людей (при соприкосновении) и снижения

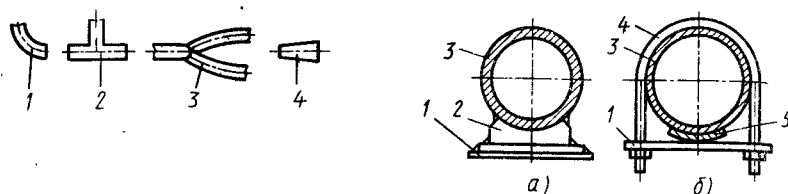


Рис. 77. Фасонные элементы трубопроводов

Рис. 78. Неподвижные опоры:

a — приварная; *б* — хомутовая; 1 — элемент опорного каркаса; 2 — корпус опоры; 3 — трубопровод; 4 — хомут; 5 — упор (приваривается к трубе)

тепловых потерь трубопроводы снаружи покрывают изоляцией.

Для стационарных трубопроводов применяют (в зависимости от параметров среды) трубы из углеродистой, низколегированной и легированной стали, а в некоторых случаях трубы из полиэтилена. Паропроводы высокого давления, трубопроводы питательной воды и некоторые другие изготавливают из бесшовных труб более высокой надежности по сравнению со сварными.

Фасонными элементами (рис. 77) трубопровода являются: поворотные колена 1, которые изменяют направление потока рабочей среды, тройники 2 и развилки 3, предназначенные для разделения или сборки потоков, переходы 4, устанавливаемые в местах сопряжения труб различных диаметров с целью изменения скорости.

Опоры и подвески служат для восприятия массовых нагрузок (трубопровода и протекающего по нему рабочего тела, арматуры, изоляции и других расположенных на нем устройств), статических, динамических и термических нагрузок.

Опоры могут быть подвижными и неподвижными. Неподвижные опоры (рис. 78) воспринимают практически все перечисленные виды нагрузок. В зависимости от способа крепления трубы 3 к опоре 1 их выполняют приварными (рис. 78, *a*) или хомутовыми (рис. 78, *б*).

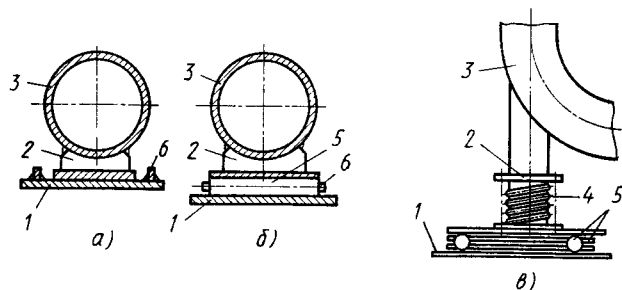


Рис. 79. Подвижная опора:

a — скользящая; *б* — катковая; *в* — пружинная шариковая; 1 — опорная плита; 2 — каркас опоры; 3 — трубопровод; 4 — пружина; 5 — обойма с катками (или шариками — *в*); 6 — ограничитель

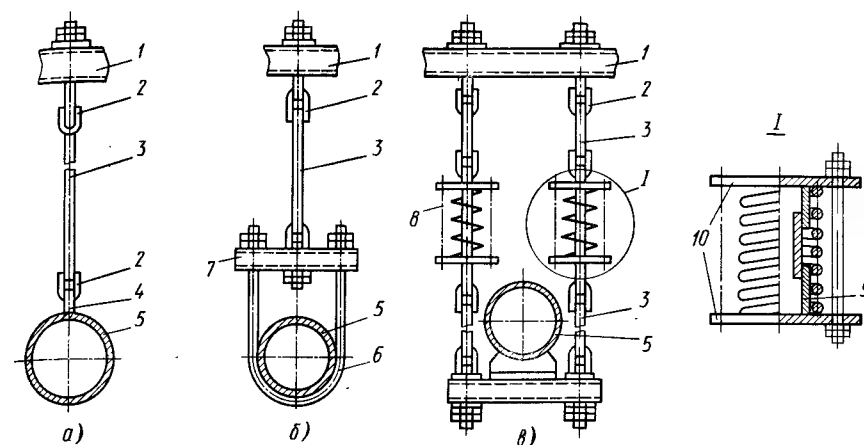


Рис. 80. Подвески трубопроводов:

a — жесткая к трубе; *б* — жесткая к хомутовой подвеске; *в* — пружинная; 1 — балка каркаса; 2 — шарнир; 3 — тяга; 4 — косынка; 5 — трубопровод; 6 — хомут; 7 — балки дополнительной подвески; 8 — пружинный блок; 9 — направляющие стаканы; 10 — опорные пластины

Подвижные опоры (рис. 79) воспринимают преимущественно весовые нагрузки от трубопровода 3 и обеспечивают плоскостное или пространственное перемещение трубопроводов и каркаса опоры 2 по опорной плите 1. По способу обеспечения перемещения различают скользящие (рис. 79, *a*), не привариваемые к опорному каркасу 1, шариковые, катковые (рис. 79, *б*) и пружинные (рис. 79, *в*).

Подвески трубопроводов (рис. 80) выполняют в виде тяг 3, соединяемых непосредственно с трубами 5 через косынки 4 или с помощью хомутов 6, или через пружинные блоки 8. Шарнирные соединения 2 обеспечивают линейные перемещения трубопроводов 5. Направляющие стаканы 9 пружинных блоков, приваренные к опорным пластинам 10, позволяют исключить поперечный прогиб пружин. Натяжение подвески обеспечивается с помощью гаек.

Компенсаторы и самокомпенсирующиеся трубопроводы уменьшают тепловые напряжения, возникающие при нагреве или охлаждении трубопроводов. Самокомпенсирующиеся или «гибкие» трубопроводы — это такие, в которых удлинения воспринимаются изгибами или коленами (в том числе П-образными). Поэтому трубопроводы выполняют, как правило, со значительным количеством гибов и петель. В первую очередь это относится к трубопроводам с высоким давлением среды (более 6,4 МПа) и диаметром труб менее 0,4 м.

В трубопроводах меньшего давления и больших диаметров применяют гофрированные компенсаторы — устройства, основным элементом которых является обечайка изогнутой формы. Иногда

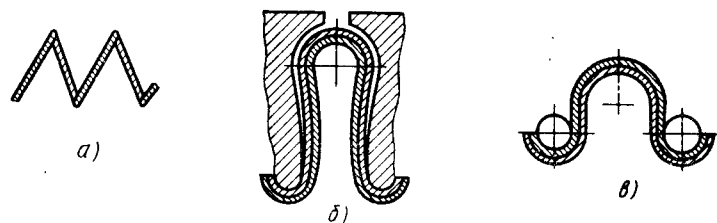


Рис. 81. Формы гофр компенсаторов:
а — линзового; б — волнистого; в — сифонного

(например, в тепловых сетях) устанавливают сальниковые компенсаторы. По форме гофр различают линзовые, волнистые и сифонные компенсаторы (рис. 81). На компенсаторах предусматривается установка натяжных устройств для холодной растяжки и кожухов для защиты от повреждений и нанесения тепловой изоляции.

По виду деформации компенсаторы делят на поворотные с плоскими (рис. 82, а) и пространственными (рис. 82, б) шарнирами и осевые (рис. 82, в, г). В шарнирных компенсаторах находятся соединенные с трубами 1 поворотные (относительно осей 3) устройства 4.

По действующим нагрузкам компенсаторы делят на неразгруженные и полуразгруженные. В неразгруженных компенсаторах распорные усилия от давления рабочего тела полностью передаются на гофры 2, а затем на неподвижные опоры и основания. В полуразгруженных (гидравлических или механических) компенсаторах создается уравновешивающая сила транспортирующей средой, например, путем двустороннего ее воздействия на перегородку 5 камеры 6 (рис. 82, г) или с помощью натяжных устройств 7 (рис. 82, в).

Осевые компенсаторы обеспечивают возможность продольного теплового удлинения труб, угловые и поворотные компенсаторы допускают еще одноплоскостный или пространственный поворот. При этом уменьшаются изгибающие моменты, действующие на трубопровод. С помощью компенсаторов можно получить более компактную трассировку трубопроводов.

Каждый участок трубопровода между неподвижными опорами должен быть рассчитан на компенсацию тепловых удлинений.

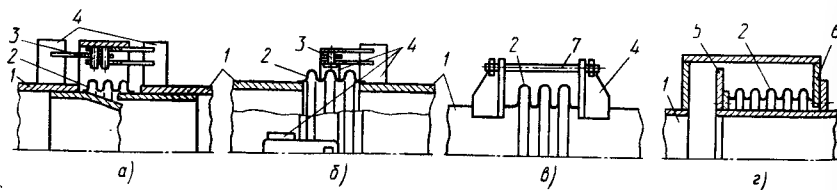


Рис. 82. Гофрированные компенсаторы

Возникающее тепловое удлинение Δl трубопровода между соседними неподвижными опорами на длине l зависит от разности температур T_p его стенки в рабочих условиях и T_m при монтаже и от коэффициента α_t линейного теплового расширения:

$$\Delta l = \alpha_t (T_p - T_m) l.$$

Число гофр n_r в компенсаторе определяется компенсирующей способностью гофра Δl_r и его монтажной растяжкой Δl_{mr} :

$$n_r = \Delta l / (\Delta l_r + \Delta l_{mr}).$$

Контрольно-измерительные устройства контролируют соответствие тепловых перемещений отдельных участков трубопроводов расчетным значениям. Специально устанавливаемые индикаторы (реперы) фиксируют перемещения. С помощью индикаторов можно отмечать и регистрировать перемещения (линейные, плоскостные и пространственные). Реперы крепят на трубопроводах. В простейшем случае они представляют собой штыри — указатели, перемещающиеся с элементами трубопровода вдоль закрепленных на специальном каркасе рамок с градуированными пластинами.

Для контроля и измерения давления и температуры среды на трубопроводах предусматриваются штуцера с импульсными линиями к приборам или гильзы для различных термометров, термомпар и т. д.

Расход среды контролируют с помощью мембран или сопел, имеющих внутренний диаметр меньше диаметра трубопровода. Штуцера с импульсными линиями присоединяют до мембраны и после нее или до сопла и в его наиболее узком сечении. При установке измерительных устройств следует учитывать возможное искажающее влияние на показания приборов близко расположенных элементов трубопровода (гибов, арматуры и т. д.).

Дренажи, продувки и воздушники устанавливают на горизонтальных участках паропроводов. Здесь может накапливаться конденсат (например, при прогреве трубопроводов или при локальном охлаждении, нарушении изоляции и т. д.), что может вызвать температурную неравномерность по периметру и толщине труб, а следовательно, дополнительные напряжения. Кроме того, при останове оборудования часто возникает необходимость полного удаления рабочей среды из трубопроводов. В соответствии с установленными правилами горизонтальные участки трубопроводов следует прокладывать с уклоном не менее 0,002, а в нижних точках каждого отключаемого задвижками участка предусматривать дренаж (на трубопроводах с водой — системы опорожнения), т. е. устанавливать сливной штуцер с арматурой. В ряде случаев дренаж выполняют и на гофрах компенсаторов.

В верхних точках трубопроводов предусматриваются также штуцера с запорной арматурой (воздушники) для отвода воздуха из них, например, при заполнении трубопровода рабочим телом.

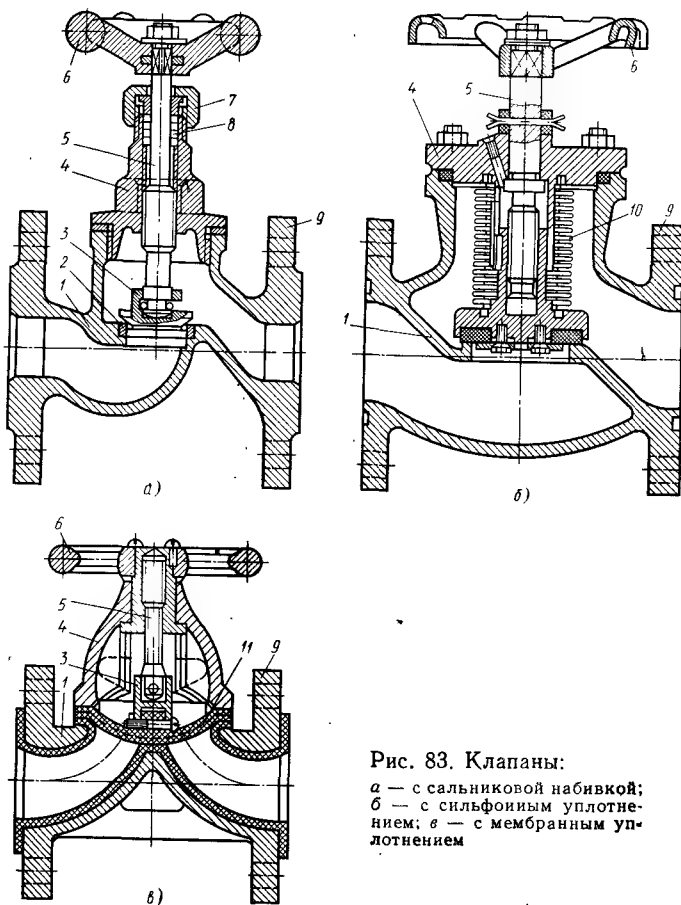


Рис. 83. Клапаны:
а — с сальниковой набивкой;
б — с сильфонным уплотнением; в — с мембранным уплотнением

На ТЭС часто возникает необходимость прогревать трубопроводы, особенно паропроводы, при отключении некоторого оборудования, например при пуске энергоблока (до включения турбины и др.). По трубопроводам приходится пропускать рабочее тело с постепенным повышением его параметров. Поэтому перед запорными органами устанавливают оборудование продувок, т. е. трубопроводы определенного (зависящего от расхода среды) сечения с запорной арматурой. Часто дренажные и продувочные устройства и воздушники соединяют в единую дренажно-продувочную систему.

Арматуру размещают на трубопроводах или сосудах для управления потоками рабочей среды путем изменения площадей проходных сечений с помощью перемещения (поворота) рабочего органа (затвора).

Рассмотрим устройство клапана (рис. 83). Он состоит из корпуса 1 с крышкой 4, рабочего органа — затвора (золотника) 3,

перемещающегося при регулировании относительно неподвижно установленного (или выточенного) в корпусе седла 2. Между корпусом и крышкой помещают прокладки.

Золотник 3 приводится в движение через шпindel (шток) 5 вручную (с помощью маховика 6) или электродвигателем через специальную систему перемещающихся (поворотных) шарнирно-соединенных тяг. С целью устранения протечек рабочей среды, возникающих в зоне прохода шпинделя через корпус, применяют устройство уплотнения (герметизации). Уплотнение выполняют с помощью сальниковой набивки 8 (рис. 83, а), установкой в сочленениях прохода шпинделя через корпус сильфонных коробок 10 (рис. 83, б) или расположением эластичных мембран 11 (рис. 83, в) между золотником и седлом, отделяющих полость с рабочей средой от золотника со шпинделем.

Соединение арматуры с элементами трубопровода может осуществляться сваркой (приварная арматура), с помощью фланцев (фланцевая), муфт (внутренняя резьба в арматуре) или цапф (наружная резьба). На ТЭС устанавливают как правило, приварную арматуру, как более надежную.

По назначению различают арматуру: запорную, предназначенную для перекрытия потока среды; регулиющую, изменяющую расход среды; распределительно-смесительную, распределяющую среду по определенным направлениям или смешивающую потоки; предохранительную, предназначенную для защиты оборудования при отклонении параметров рабочего тела от допустимых пределов; обратную, автоматически предотвращающую обратное движение среды; фазораспределительную, обеспечивающую автоматическое разделение рабочего тела по фазовому состоянию.

По перемещению рабочего органа запорно-регулирующей арматуры относительно потока можно выделить задвижки (рис. 84, а), клапаны (см. рис. 83), краны (см. рис. 84, б) и затворы (рис. 84, в).

В задвижках затвор 1 совершает возвратно-поступательное движение перпендикулярно оси потока рабочей среды, в клапанах — соосно потоку. В кранах регулирующий орган 2 поворачивается вокруг своей оси, перпендикулярной оси потока. В затворах ось регулирующего органа не совпадает с осью потока.

Следует отметить, что задвижки по сравнению с клапанами имеют меньшее гидравлическое сопротивление. Их широко применяют в трубопроводах больших диаметров. К запорной регулирующей арматуре относят также конденсатоотводчики, регуляторы уровня и др.

Наиболее распространенным видом предохранительной арматуры являются импульсно-предохранительные устройства, состоящие (для $p_r > 3,9$ МПа) из главного предохранительного клапана, вспомогательного импульсного устройства и электроконтактного манометра; обратные клапаны и затворы.

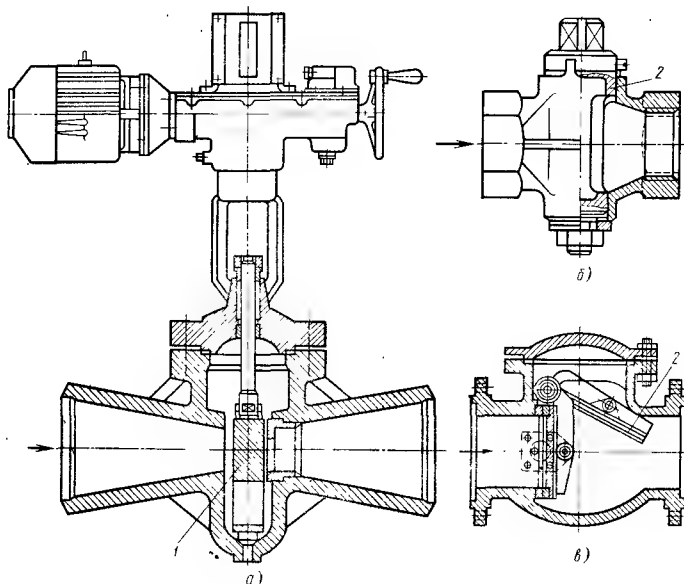


Рис. 84. Арматура

Проектирование трубопроводов начинают с разработки схемы их трассировки. Затем производят компоновку трубопроводов с тепломеханическим оборудованием: выбирают их диаметры на основе технико-экономических расчетов; разрабатывают схемы и способы компенсации тепловых удлинений, продувок и дренажей; проводят расчеты на самокомпенсацию трубопроводов, креплений, гидродинамические, прочностные, тепловой изоляции; выбирают арматуру. Расчет трубопроводов на прочность проводят согласно нормам расчета элементов котлов на прочность.

При выборе материалов и типоразмеров отдельных элементов трубопроводов, проведении расчетов, при трассировке трубопроводов руководствуются нормативными материалами: ГОСТами, отраслевыми стандартами (ОСТами), техническими условиями, руководящими техническими материалами (РТМ), а также данными справочно-методической литературы.

Выбор отдельных элементов трубопроводов осуществляют по условному проходу и давлению среды. Под условным проходом D_y понимают номинальный внутренний диаметр присоединяемого трубопровода (мм). Различают условное, рабочее и пробное давление. Под условным давлением p_y принимается наибольшее избыточное давление среды при температуре 293 К, при котором допустима длительная работа элементов трубопровода с заданными, обоснованными расчетами, размерами и выбранными материалами (и их характеристиками прочности при 293 К).

Под рабочим давлением понимают наибольшее избыточное давление, при котором обеспечивается заданный режим эксплу-

атации арматуры и деталей трубопроводов. Под пробным давлением $p_{пр}$ следует понимать избыточное давление, при котором должно проводиться гидравлическое испытание элементов трубопровода на прочность и герметичность при температуре 278—343 К или другой, определенной нормативно-технической документацией.

§ 16. ОБМУРОВКА И ГАРНИТУРА КОТЛА

Обмуровка котла предназначена для уменьшения потерь теплоты из газоходов котла (топки) в окружающую среду, а также для защиты обслуживающего персонала от ожогов. Температура ϑ_t продуктов сгорания в газоходах значительно больше температуры воздуха $t_{в.ст}$ в котельном помещении. Поэтому через обмуровку проходит тепловой поток q . Его величина зависит от теплоотдачи с обеих сторон обмуровки, ее теплопроводности и толщины $\delta_{об}$. Обмуровка имеет различную температуру $t_{н.ст}$ снаружи и $t_{в.ст}$ внутри газохода. Тепловой поток

$$q = \lambda_{об} (t_{в.ст} - t_{н.ст}) / \delta_{об} = (t_{в.ст} - t_{н.ст}) / R, \quad (33)$$

где $\lambda_{об}$ — коэффициент теплопроводности обмуровки, кВт/(м²·К); $R = \delta_{об} / \lambda_{об}$ — термическое сопротивление обмуровки.

Чем больше величина R , тем меньше тепловой поток (при неизменном значении $\delta_{об}$) или тем тоньше (при $q = \text{const}$) толщина обмуровки, а следовательно, тем меньше ее масса. Чем выше температуры ϑ_t и $t_{в.ст}$, тем более термостойкий материал следует применять, толще и тяжелее получается обмуровка.

Наименьшую толщину и высокую температуростойкость имеет многослойная обмуровка (из разных материалов). Со стороны теплоносителя применяют высокотемпературную обмуровку, а снаружи — с наименьшей теплопроводностью. Обычно внутренний слой обмуровки изготовляют огнеупорным (жаростойким), на него накладывают изоляционный слой, а затем уплотнительный. Термическое сопротивление такой обмуровки

$$R = \frac{\delta_{об1}}{\lambda_{об1}} + \frac{\delta_{об2}}{\lambda_{об2}} + \frac{\delta_{об3}}{\lambda_{об3}} + \dots + \frac{\delta_{обn}}{\lambda_{обn}}, \quad (34)$$

где 1, 2, 3, ..., n — слои обмуровки.

Огнеупорными материалами, выдерживающими высокие температуры (до 1300 °С), являются шамотобетон, шамотный кирпич и др. Изоляционный слой при высоких рабочих температурах (до 900 °С) выполняют из диатомовых (или асбодиатомовых) плит и кирпичей, а при относительно низких рабочих температурах (до 400—600 °С) — из перлита, совелита, асбовермикулита, асбозурита, асбеста и др. В котлах с газоплотными мембранными панелями при максимальной температуре за экранами до 400 °С широко используют плиты из изоляционных материалов, которыми покрывают также трубопроводы, например известко-кремнеземистые.

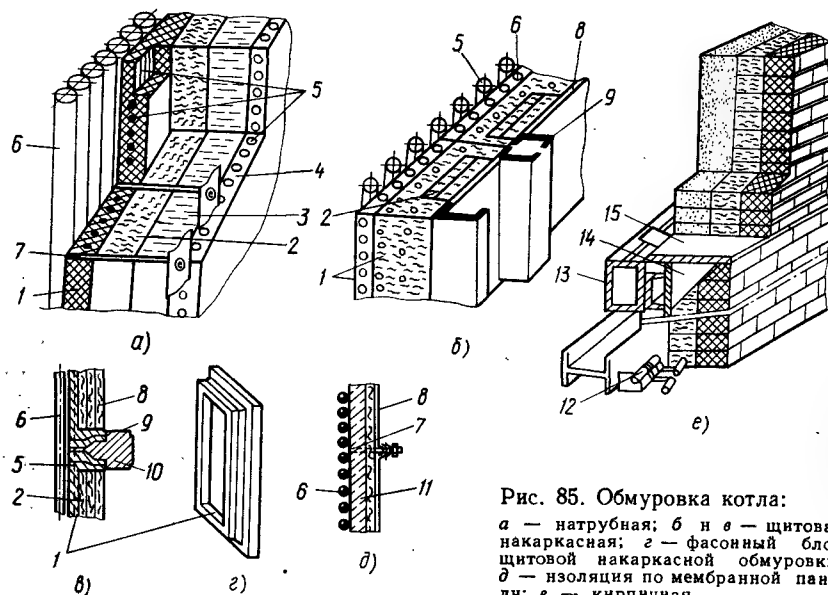


Рис. 85. Обмуровка котла:

а — натрубная; б и в — щитовая накаркасная; г — фасонный блок щитовой накаркасной обмуровки; д — изоляция по мембранной панели; е — кирпичная

Снаружи газоходы уплотняют пластичной обмазкой или обмуровку обшивают металлическими листами.

В современных котлах применяется натрубная подвесная, щитовая накаркасная, в некоторых зонах газоходов кирпичная обмуровки, а также изоляция по обшивочному (за трубами) листу или по стенам из мембранных панелей.

Натрубная подвесная обмуровка, показанная на рис. 85, а, выполнена трехслойной. Она состоит из внутреннего шамото-бетонного слоя 1 ($\delta_1 = 60$ мм), слоя диатомобетона 2 ($\delta_2 = 45$ мм), а затем слоя совелита или вулканита 3 ($\delta_3 = 90$ мм). Снаружи нанесен слой уплотнительной штукатурки или обмазки 4 ($\delta_4 = 15$ мм). Первый и последний слой нанесены на металлическую сетку 5. Натрубная обмуровка 1, 11 прикреплена с помощью привариваемой к трубам внутренней металлической сетки 5 и приварных натяжных штырей 7.

Такая обмуровка достаточно проста, является облегченной. Однако она имеет существенный недостаток — невысокую плотность из-за трещин, появляющихся в эксплуатации от пульсаций давления в газоходах, а также под действием термических напряжений. В последнее время с целью уплотнения стен с натрубной обмуровкой трубы 6 со стороны обмуровки покрывают плоским или гофрированным металлическим листом.

Накаркасную щитовую обмуровку набирают из бетоноизоляционных армированных плит плоских 2 (рис. 85, б, в) или профильных 1 (рис. 85, в, г) в виде щитовых блоков на рамной конструкции 9 с термоизоляцией 10. Снаружи щиты обшивают металлическим листом 8.

Накаркасную кирпичную обмуровку (рис. 85, е) в настоящее время применяют реже, в основном в высокотемпературных газоходах, незащищенных экранами. Нагрузка от кирпичной кладки передается на балки 13 каркаса через полки 15 с кронштейнами 14. С помощью натяжных крюков 12 или других креплений, входящих в пазы фасонных кирпичей, обмуровка защищена от выпадания.

В котлах чаще применяют комбинацию различных обмуровок. Места стыковки подвижной и неподвижной обмуровки уплотняют с помощью асбестовых шнуров, укладываемых вдоль шва, или с помощью различных затворов (гидравлических, песчаных).

При выборе обмуровки (изоляции) обычно задают потери теплоты q_a в окружающую среду, температуру $t_{н.ст}$, оценивают или рассчитывают температуру $t_{в.ст}$. Затем проверяют выполнение условия

$$q = \alpha_v (t_{н.ст} - t_v) \leq q_a, \quad (35)$$

где α_v — коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху температурой t_v .

По уравнению (34) определяют необходимое термическое сопротивление обмуровки, а затем термические сопротивления отдельных ее слоев, выбирают материал и толщину.

При поверочных расчетах по заданному термическому сопротивлению слоев и температурам t_v и $t_{в.ст}$ находят $t_{н.ст}$ и q .

Гарнитура котла — это устройства, установленные на стенках топки и газоходов, которые позволяют наблюдения за топкой и поверхностями нагрева во время работы котла, облегчают проникновение вовнутрь и проведение ремонта, т. е. облегчают обслуживание котла. К гарнитура котла относятся лазы, различного назначения лючки, гляделки, взрывные клапаны и др.

Лазы или лазовые затворы (рис. 86, а) с корпусом 1 и крышкой 2, прижимаемой устройством 3, делают в обмуровке 4 топки и газоходов для возможности проведения внутреннего осмотра котла, подачи материалов и инструмента при внутреннем осмотре и ремонте котла. Их выполняют преимущественно круглого сечения с внутренним проходом 450—500 мм.

Лючки позволяют вводить внутрь газоходов различную измерительную и диагностическую аппаратуру, инструмент или приспособления во время работы котла или при его ремонте. Их внутреннее проходное сечение и форма определяются назначением, по размерам они значительно меньше лаза.

Гляделки (рис. 86, б) устанавливают преимущественно в топке и в зоне пароперегревателя. Они позволяют осуществлять визуальное наблюдение за процессом горения, за состоянием внутренней поверхности топки, поверхностей нагрева на выходе из топки. Их используют также для проведения измерений во время испытаний котла. По конструкции они подобны лючкам и лазам, но могут иметь в крышке 2 смотровые окна, закрытые

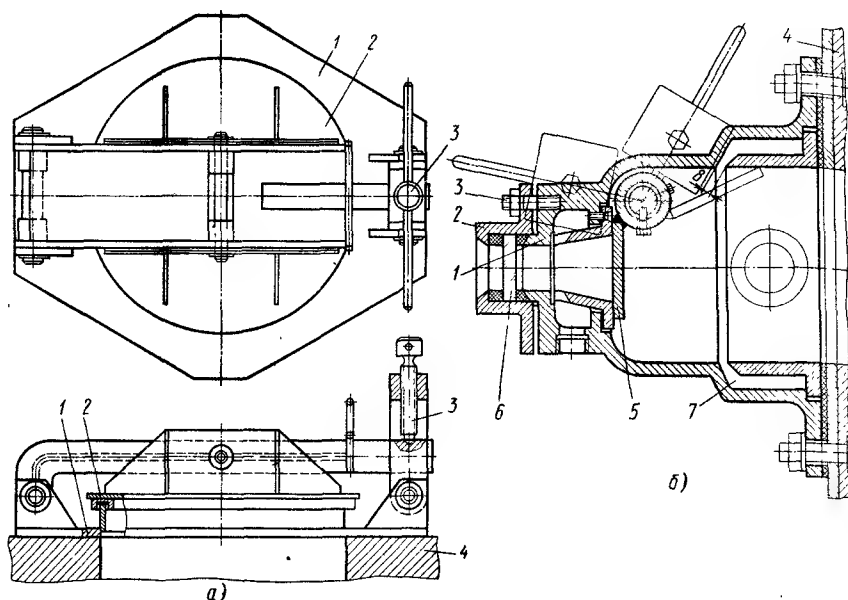


Рис. 86. Гарнитура котла под наддувом

стеклом 6 и затвором 5. Их можно обдувать воздухом, подавая его в камеру 7. При работе котла под наддувом как гляделки, так и лючки снабжают устройством обдувки и уплотнительными заслонками.

Взрывные клапаны размещают на боковых и потолочных стенах топки и газоходов. Они предотвращают или уменьшают разрушения обмуровки и обшивки при хлопках и взрывах в топке. При установке на боковых стенах подводящие газоходы располагают под углом больше 45° , чтобы исключить отложения золы. Наиболее распространены круглые взрывные клапаны диаметром 450 мм.

Взрывной клапан выполняют в виде горизонтально или наклонно расположенного затвора, имеющего с металлическим корпусом подводящего газохода шарнирную связь. При хлопке затвор открывается, выпуская газы и снижая давление в топке, после чего он возвращается в исходное положение. На новых мощных котлах взрывные клапаны не устанавливают.

§ 17. КАРКАС КОТЛА

Каркас — пространственная рамная металлоконструкция, предназначенная для крепления (опоры или подвески) поверхностей нагрева и трубопроводов, ограждений, изоляции, площадок обслуживания и других элементов котла и вспомогательного оборудования. Он состоит из вертикальных колонн 1,

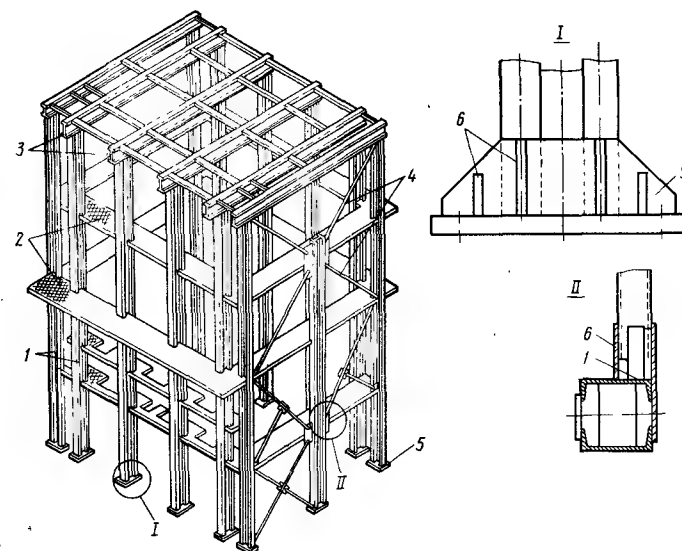


Рис. 87. Каркас котла на собственном фундаменте и его элементы

горизонтальных балок 3, горизонтальных и вертикальных ферм 2, из связей-раскосов 4 и упрочненной конструкции потолочного перекрытия (рис. 87). Колонны 1 крупных котлов изготовляют из сварных профильных балок большого размера. Сварными делают основные балки 3 потолочного перекрытия и некоторые другие горизонтальные балки. Раскосы, фермы — это профильный прокат (швеллер, двутавр), связанный между собой (сваренный) накладками 6.

Горизонтальные фермы 2 и балки так же как и связи-раскосы 4 применяют для придания поперечной устойчивости колоннам и повышения жесткости каркаса. Они могут также воспринимать нагрузки, возникающие при повышении (или колебании) давления в топке и газоходах.

Основные колонны каркаса располагают по углам топочной камеры и конвективной шахты, а промежуточные вдоль стен. Число последних зависит от мощности котла. При близком расположении к топке конвективной шахты или на облегченных конструкциях конвективной шахты внутренние колонны не ставят, как например, на котлах (Пп = 1000—25—545/545 КТ (ТПП-210А)).

В котлах, опирающихся на собственный каркас, для уменьшения удельной нагрузки на фундамент под колонны устанавливают опорные башмаки 5, состоящие из опорных плит и ребер жесткости. Для уменьшения термических напряжений в каркасе основные несущие его элементы располагают за пределами газоходов и их обмуровки. Сочленение обогреваемых балок, например,

опорных балок поверхностей нагрева конвективной шахты с балками каркаса выполняют в виде скользящей опоры с одной стороны при неподвижном креплении с другой.

К каркасу котла крепят помосты и лестницы, необходимые для обслуживания и ремонта котла, его узлов и оборудования. Лестницы и помосты являются дополнительными поперечными и диагональными связями, и их обычно также относят к элементам каркаса. Их выполняют из рам, сваренных из швеллеров и уголков, покрытых просечно-вытяжным или рифленным листом.

Во многих котлах часть поверхностей нагрева и топки подвешивают к потолочному перекрытию. В этих случаях основные несущие (хребтовые) балки сваривают из толстых листов, а трубы экранов или газопроводов связывают поясами жесткости 2 (см. рис. 45). Шарнирное соединение балок поясов жесткости с трубами 1 и 3 и между собой (в углах) обеспечивает линейное перемещение вдоль балок экранов при тепловом их удлинении.

Котлы мощных энергоблоков, например, Пп-3650—25—545/545—ГМ (ТГМП-1202), Пп-2650—25—545/545—ГМ (ТГМП-204), Пп-2650—25—545/545—КТ (ТПП-804) начали выпускать без собственного опорного каркаса. Котел с площадками, лестницами и некоторым оборудованием подвешен на потолочном перекрытии, опирающемся на металлоконструкцию здания. Такое решение стало возможным благодаря использованию газоплотных мембранных панелей и облегченной обмуровки. Потолочное перекрытие здания, воспринимающее все нагрузки, выполняют из нескольких мощных хребтовых балок значительного сечения и высоты (до 7 м), и связывают поперечными балками меньшего размера. Такую систему связи мощных балок называют жестким диском.

Хребтовые балки в зависимости от соотношения размеров котла могут быть расположены продольно или поперечно. Для придания жесткости стенам топки, восприятия нагрузок от наддува, от повышения давления при хлопках, а также с целью предупреждения деформации экранов предусматривают обвязочный каркас с горизонтальными поясами жесткости через 2,5—3 м по высоте. К нему крепят помосты и лестницы. Совмещением каркасов котла и здания удается снизить металлоемкость конструкций.

На некоторых прямоточных котлах применяют щитовой каркас, опирающийся на портал, поднимающийся до отметки обслуживания котла. Поверхности нагрева собирают вместе с вертикальными щитами, включающими элементы каркаса. На верхний ряд щитов устанавливают потолочное перекрытие.

Опорные конструкции котла являются важнейшими его элементами, обеспечивающими безопасность эксплуатации всей ТЭС. При проектировании необходимо учитывать все виды нагрузок, действующие на них (постоянные и переменные). К постоянно действующим нагрузкам относят нагрузки от массы поверхностей

нагрева, трубопроводов (барабанов) и заполняющей их среды, изоляции, обмуровки, пылегазовоздухопроводов, опирающихся на каркас, некоторых видов оборудования, устройств обдувки и очистки поверхностей нагрева. К переменным нагрузкам относят длительные, кратковременные и особые.

В процессе работы котла на каркас длительно действуют нагрузки от термических напряжений, частично от давления среды (например, на опоры трубопроводов и др.), массы шлака в топке, загрязнений на поверхностях нагрева, золы и дрови в системе золоулавливания (опирающейся на каркас). Кроме того, временно могут сказываться ветровые и снеговые нагрузки, присутствие людей и наличие материалов на помостах и др.

К особым нагрузкам относят сейсмические нагрузки, дополнительные нагрузки на каркас при монтаже оборудования и др. Определив нагрузки и их распределение, рассчитывают каркас котла как пространственную рамную конструкцию из балок.

§ 18. ГАЗОВОЗДУШНЫЙ ТРАКТ КОТЛА. ТЯГОДУТЬЕВЫЕ УСТАНОВКИ

В газовоздушный тракт котла входит оборудование и соединительные элементы, по которым движется воздух и образующиеся продукты сгорания.

Движение воздуха и продуктов сгорания сопровождается потерями давления, которые зависят от размеров поверхностей нагрева, их проходных сечений и скоростей воздуха и газов. Движение воздуха и газа происходит благодаря созданию в газовоздушном тракте перепада давлений на входе и выходе с помощью тягодутьевых машин: вентиляторов и дымососов. Вентиляторы создают напор. Их устанавливают в начале тракта. Дымососы располагают в конце тракта, где они создают разрежение.

К оборудованию газовоздушного тракта котла наряду с тягодутьевыми машинами относятся всасывающие и нагнетательные воздухо- и газоходы, золо- и шлакоулавливающие и удаляющие устройства, дымовая труба.

Газовоздушный тракт начинается от воздухозаборных окон и заканчивается выходным сечением дымовой трубы 23 (см. рис. 5). Необходимый для горения воздух с помощью дутьевого вентилятора 20 забирается из атмосферы или из котельного цеха. Далее воздух проходит воздухоподогреватель 19 и короб, из которого часть подается на сушку по коробу первичного воздуха 5 в мельницу 4, а остальная часть — в качестве вторичного воздуха по коробу 7 в горелку 8. Образующиеся при сгорании топлива в топке 9 продукты сгорания, охлаждаясь, проходят через перегреватели 15 и 16, экономайзер 18, воздухоподогреватель 19 и покидают котел. Значительную часть содержащейся в продуктах сгорания золы улавливают в расположенных за котлом золоуловителях 21. Очищенные от золы дымовые газы направляются в дымовую трубу 23 и выбрасываются в атмосферу. Уловленная зола и шлак направляются по каналам 24 в специальные котлованы-золошлакоотвалы.

В процессе эксплуатации расход и скорость воздуха и газов, а следовательно, сопротивление участков тракта (потери давления) могут меняться даже при постоянной нагрузке. Это может происходить ввиду изменения присосов воздуха и загрязнения поверхностей нагрева. Количество присосов $\Delta\alpha_{\text{пр}}$ холодного воздуха

определяется степенью неплотности стен газоходов и величиной разрежения. С увеличением $\Delta\alpha_{\text{пр}}$ возрастают количество перемещаемых газов и их скорость. При значительных присосах установленные тягодутьевые машины могут не обеспечить подачу и перемещение требуемого количества воздуха и образующихся продуктов сгорания.

Загрязнение поверхностей нагрева приводит к уменьшению площади сечений для прохода газов между трубами, увеличению скорости газов и сопротивления поверхностей нагрева.

Как уже отмечалось, в котлах сопротивление воздушного (от воздухозаборных окон до топки) и газового (от топки до дымовой трубы) трактов может преодолеваться с помощью вентилятора 20 и дымососа 22 или одного вентилятора 20, т. е. котлы работают с уравновешенной тягой или под наддувом.

В котлах с уравновешенной тягой создание в газовом тракте разрежения с помощью дымососа исключает пыление из газоходов и загазованность котельного цеха, но появляются присосы воздуха по тракту.

Применение наддува наряду с повышением экономичности и надежности работы котла позволяет исключить присосы воздуха. Это достигается следующим: исключением дымососов; работой тягодутьевых машин только на холодном воздухе меньшего объема; снижением металлоемкости и сопротивления газоходов в результате упрощения компоновки при отсутствии дымососов; исключением изнашивания лопаток и заноса их золой; замедлением коррозионных процессов рабочих колес и корпусов машин.

Котлы под наддувом выполняют из газоплотных цельносварных мембранных и плавниковых панелей. Они имеют повышенные требования к герметичности (для исключения попадания пыли из газоходов в котельный цех).

Тягодутьевые машины — вентиляторы, дымососы, компрессоры, воздуходувки и т. д. В котельных установках наибольшее применение нашли машины лопаточного типа: дутьевые вентиляторы для подачи в котел воздуха; дымососы для вывода из котла отработавших продуктов сгорания; мельничные вентиляторы для транспорта сушильного агента и пылевоздушной смеси в системе пылеприготовления (до ввода ее через горелки в топку).

Тягодутьевая установка с машиной лопаточного типа имеет рабочее колесо 5 с установленными на нем лопатками (рис. 88), воздухозаборное окно 1, всасывающий патрубок 2 с направляющим аппаратом 3. Улитка 4 и размещенное в ней рабочее колесо 5 связаны с атмосферой. При включении машины под действием вращающихся лопаток происходит вытеснение воздуха (в вентиляторах) в улитку, а затем в диффузор 6 и нагнетательную линию 7. Регулирование расхода производится направляющим аппаратом 3.

На всем участке от места забора воздуха из атмосферы до рабочего колеса (всасывающая сторона) устанавливается раз-

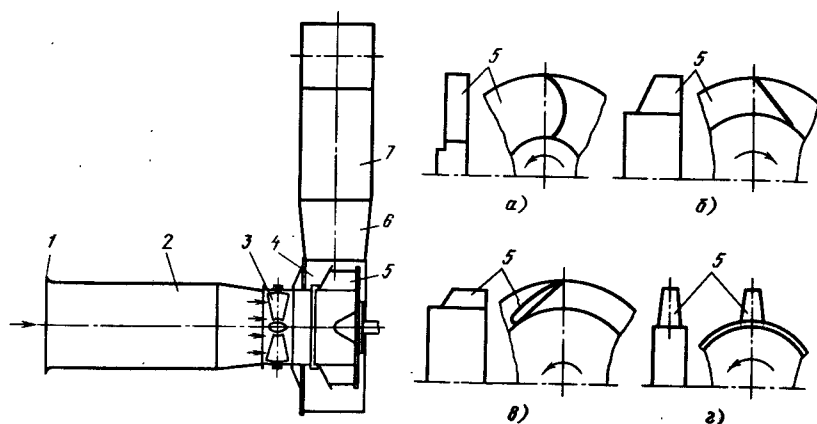


Рис. 88. Схемы тягодутьевой установки с машиной лопаточного типа и лопаток рабочего колеса:

а — загнутых вперед, профильных; б — загнутых вперед, плоских; в — загнутых назад, плоских; г — осевого вентилятора

режение, за тягодутьевой машиной (нагнетательная сторона) создается давление. Основные элементы воздушного тракта (воздухоподогреватели, распределительные короба, воздухопроводы, горелки и т. д.) расположены на нагнетательной стороне. Поэтому развиваемое дутьевыми вентиляторами давление значительно превосходит создаваемое им разрежение на всасывающей стороне. В случае применения на котлах дымососов основное оборудование газового тракта (поверхности нагрева, газоходы, золоулавливание и т. д.) устанавливают на всасывающей стороне. Создаваемое дымососами разрежение существенно превышает развиваемый ими напор.

В наиболее благоприятных условиях работают дутьевые вентиляторы: малая степень загрязнения воздуха, низкие температуры и пониженные действительные расходы воздуха. Дымососы работают на продуктах сгорания с температурой 110—160 °С, содержащих золу и агрессивные соединения. Поэтому рабочие колеса, направляющие лопатки, улитки и диффузоры дымососов подвержены износу, коррозии и заносу золой.

Мельничные вентиляторы применяют в системах пылеприготовления с большим сопротивлением, например, в системах с пылевыми бункерами (см. рис. 20). Для уменьшения запыленности окружающего воздуха размольные устройства и пылевоздушный тракт до пылевых бункеров находятся под разрежением, а узлы пылепитания, пылепроводы и горелки — под давлением. Для исключения отложения пыли в системе пылеприготовления потоки движутся с высокими скоростями (25—30 м/с). В результате возрастают сопротивление и напор (до 0,01 МПа) и частота вращения (1500 об/мин) мельничного вентилятора.

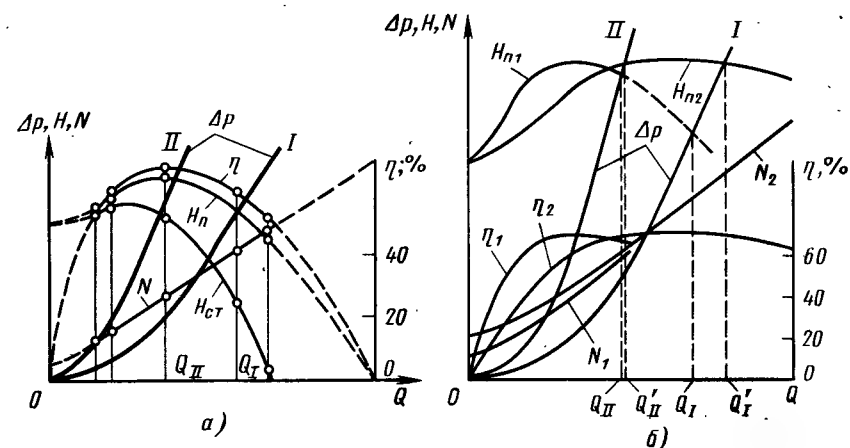


Рис. 89. Характеристики тягодутьевой машины (зависимости H , N , η от Q) и тракта (Δp от Q)

Мельничные вентиляторы так же, как и дымососы, работают в неблагоприятных условиях; при повышенных температурах, на запыленной среде. Поэтому принимают соответствующие меры по защите их проточной части от изнашивания. В ряде случаев при высокой температуре сушильного агента приходится использовать водяное или воздушное охлаждение валов рабочих колес мельничных вентиляторов.

По способу подвода рабочей среды различают машины радиального и осевого типа. В машинах радиального типа всасываемый поток поступает на лопатки вдоль оси рабочего колеса, а отводится в радиальном направлении (с поворотом на 90°). В осевых машинах общее направление движения потока сохраняется (вдоль оси вращения рабочего колеса).

В свою очередь в радиальных машинах лопатки могут быть радиально оканчивающимися, загнутыми вперед (рис. 88, а, б) или назад (рис. 88, в). Лопатки загнутые вперед применяют, как правило, на тихоходных машинах, а загнутые назад — на средне- и быстроходных. Вход рабочей среды в радиальные машины может быть односторонним — машины одностороннего всасывания, или двусторонним — машины двустороннего всасывания.

Для выбора тягодутьевых машин обычно используют их аэродинамические характеристики, представляющие собой зависимости развиваемого напора H (разрежения), мощности N , КПД η от производительности Q (рис. 89, а). Аэродинамические характеристики строят по результатам испытаний тягодутьевых машин или их моделей. Характеристики машин обычно приводят к давлению 101,3 Па и к стандартным температурным условиям (70 °С для мельничных вентиляторов, 20 °С для дутьевых вентиляторов, 200 °С для дымососов).

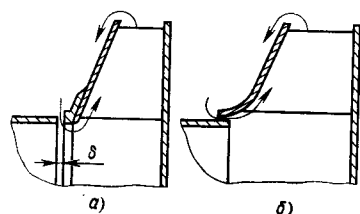


Рис. 90. Сочленение корпуса и рабочего колеса:
а — с образованием вихрей; б — рекомбинуемое

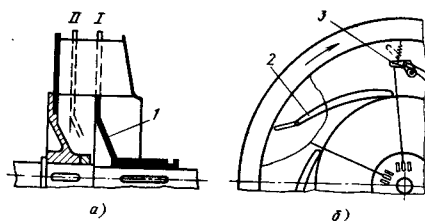


Рис. 91. Способы регулирования тягодутьевой машины:
а — изменением ширины; б — элеронное

Показатели работы установки наряду с аэродинамическими характеристиками тягодутьевой машины определяются сопротивлением ее тракта Δp (кривая I):

$$\Delta p = kQy,$$

где k — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструктивного оформления тракта; y — показатель степени, обычно $y = 2$.

Введение дополнительного сопротивления (например, покрытие шиберов в тракте) увеличивает сопротивление сети (кривая II) и уменьшает производительность машины и расход среды в тракте (до величины Q_{II}).

При изменении условий работы характеристики тягодутьевых машин также меняются. Уменьшение плотности и повышение температуры снижает производительность и располагаемый напор тягодутьевой машины. Аналогичные результаты получаются при увеличении запыленности потока. Характеристики тягодутьевых машин зависят также от качества их выполнения и монтажа. Большое влияние оказывает состояние поверхности и зазор δ между выходной частью всасывающего патрубка и рабочим колесом (рис. 90, а). При ухудшении качества поверхности лопаток и диска рабочего колеса возрастают гидравлические потери трения. Наличие значительных зазоров δ ведет к перетеканию части потока и возникновению циркуляционных вихрей, которые приводят к дополнительной потере мощности, снижению КПД и производительности. Зазоры должны составлять 4—20 мм или соединение (особенно для лопаток загнутых назад) должно быть выполнено по схеме (рис. 90, б).

Регулирование расходов воздуха и продуктов сгорания при работе котла осуществляют дросселированием, с помощью направляющих аппаратов, изменением частоты вращения и ширины рабочего колеса, с помощью элеронов. Кроме того, в осевых машинах можно осуществлять поворот рабочих лопаток вращающегося рабочего колеса. Для изменения характеристик тягодутьевых машин изменяют ширину и длину лопаток.

Дроссельное регулирование осуществляют изменением степени открытия шиберов, т. е. введением дополнительных сопротивлений тракта. Этот метод простой, но самый неэкономичный.

Наиболее распространенный способ регулирования расхода — направляющими аппаратами 3 (НА) с поворотными лопатками (см. рис. 88), установленными на входе в рабочее колесо 5. Изменение угла наклона лопаток влияет на угол и степень предварительной закрутки потока на входе в рабочее колесо, а следовательно, развиваемый напор и потребляемую мощность. Этот метод достаточно прост, надежен и экономичен.

Способ регулирования изменением ширины рабочих лопаток в машинах радиального типа достигается установкой промежуточного подвижного диска 1 (рис. 91, а), занимающего положения $I—II$.

При элеронном регулировании изменение характеристик машин достигается поворотом закрылок 3 (элеронов), установленных за лопатками рабочего колеса 2 (рис. 91, б), что изменяет угол выхода потока.

Наиболее экономичным является способ, основанный на регулировании частоты вращения рабочего колеса. Однако плавное изменение частоты вращения в широком диапазоне серьезно осложняет конструкцию электродвигателей и приводного устройства. В связи с этим более широко распространение получил комбинированный способ регулирования: ступенчатое изменение частоты вращения с помощью двухскоростных двигателей и промежуточное регулирование напора и производительности направляющими аппаратами.

Обычно на котлах устанавливают несколько однотипных тягодутьевых машин, которые работают последовательно или на параллельных газоходах. Наиболее распространена параллельная работа двух машин с одинаковыми характеристиками и сопротивлениями на параллельных ветках тракта. Режим работы установки в этом случае определяется суммарной аэродинамической характеристикой всех машин и приведенным сопротивлением тракта. Суммарную характеристику двух одинаковых машин получают удвоением расхода при заданных значениях H (см. рис. 89, б). Параллельное включение машин позволяет обеспечить более высокие расходы среды Q'_{II} и Q'_I при одновременном повышении экономичности. Наиболее целесообразна параллельная установка машин, определяемая различием расходов Q'_I и Q'_I , в трактах пониженных сопротивлений (кривая I). В трактах с высокими сопротивлениями (кривая II) эффект ($Q'_{II} - Q_{II}$) от параллельной установки двух машин незначителен.

При построении суммарной характеристики последовательно установленных машин суммируются при одинаковом расходе Q напоры H , развиваемые отдельными машинами.

Надежность и экономичность тягодутьевых машин очень важна при работе мощных энергоустановок. Вследствие износа

и появления отложений на лопатках и в улитках, несовершенства схемы тягодутьевой установки и некоторых других факторов происходит уменьшение производительности и экономичности тягодутьевых машин. Последнее обуславливает ограничение нагрузки котла и недовыработку электроэнергии турбиной. Так, снижение нагрузки блока 800 МВт на 10 % приводит к недовыработке электроэнергии $57,6 \cdot 10^6$ кВт·ч в месяц. К еще большим убыткам ведут вынужденные остановки. Сопоставление расчетных затрат свидетельствует о целесообразности замены неудовлетворительно работающих дымососов и вентиляторов более совершенными с высоким КПД.

Выбор машин производится обычно на основании технико-экономических расчетов по минимальным суммарным затратам

$$C = (C_k / T_{ок}) + C_э,$$

где C_k — суммарная стоимость капитальных затрат; $T_{ок}$ — срок окупаемости оборудования (8 лет); $C_э$ — стоимость эксплуатации, складывающаяся из стоимости израсходованной электроэнергии привода, стоимости ремонта и обслуживания и амортизационных отчислений.

Основную часть эксплуатационных затрат составляет стоимость электроэнергии, которая определяется условиями работы блока, сопротивлением его газозвдушного тракта. На сопротивление газозвдушного тракта, кроме вида сжигаемого топлива, сильное влияние оказывают избытки и присосы воздуха, отложения на поверхностях нагрева, равномерность полей скорости и правильность выбора скоростей в поверхностях нагрева, совершенство горелочных устройств и элементов газозвдушного тракта.

Для уменьшения дополнительных затрат электроэнергии на привод тягодутьевых машин следует исключать присосы, отложения золы в газоходах, поверхностях нагрева и в дымососах, принимать меры к совершенствованию элементов газозвдушного тракта и горелок. В случае необходимости следует реконструировать поверхности нагрева, добиваясь наименьшего их сопротивления.

§ 19. ОЧИСТКА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Как уже отмечалось неоднократно, работа котла на твердом топливе сопровождается такими нежелательными явлениями, как шлакованием и загрязнением поверхностей нагрева. При высоких температурах частицы золы могут переходить в расплавленное или размягченное состояние. Часть частиц соударяется с трубами экранов или поверхностей нагрева и может налипать на них, накапливаясь в большом количестве.

Шлакование — это процесс интенсивного налипания на поверхности труб и обмуровки частиц золы, находящихся в расплавленном или размягченном состоянии. Образующиеся значительные наросты время от времени отслаиваются от труб и вы-

падают в нижнюю часть топки. При падении шлаковых наростов возможна деформация или даже разрушение трубной системы и обмуровки топки, а также шлакоудаляющих устройств. При высоких температурах упавшие глыбы шлака могут расплавиться и многотонными монолитами заполнить нижнюю часть топки. Подобное зашлаковывание топки требует остановки котла и проведения расшлаковочных работ.

Шлакованию подвержены также трубы поверхностей нагрева, расположенные на выходе из топки. В этом случае рост шлаковых отложений приводит к забиванию проходов между трубами и к частичному или полному перекрытию сечения для прохода газов. Частичное перекрытие приводит к возрастанию сопротивления поверхностей нагрева и увеличению мощности дымососов. Если мощности дымососов недостаточно для вывода продуктов сгорания из зашлакованного котла, то необходимо снизить его нагрузку.

Расшлаковывание топки и поверхностей нагрева — длительный и трудоемкий процесс, требующий привлечения значительных людских и материальных ресурсов.

На трубах поверхностей нагрева могут оседать также частицы в твердом состоянии, загрязняя их наружную поверхность как с лобовой, так и с тыльной сторон. Эти загрязнения могут образовывать рыхлые или трудноудаляемые отложения.

Отложения на трубах уменьшают коэффициент теплопередачи (отложения имеют низкую теплопроводность и являются своего рода тепловой изоляцией) и эффективность отдачи теплоты. В результате этого температура уходящих газов возрастает.

Подобно шлакованию, загрязнения поверхностей нагрева котла приводят к увеличению сопротивления его газового тракта и ограничению тяги.

При проектировании котельной установки предусматриваются специальные устройства и мероприятия по контролю за состоянием поверхностей нагрева и очистки их от шлака и загрязнений.

На остановленных котлах используют преимущественно механические способы очистки с применением различных скребков и водяную обмывку.

В качестве регулярно используемых в эксплуатации способов очистки применяют паровую или пневматическую обдувку, водяную (термоциклическую) обмывку, дробе- и виброочистку, а также импульсную очистку.

Обдувка труб 2 топочных экранов или поверхностей нагрева происходит в результате динамического и термического воздействия на слой шлака или загрязнения струи пара или воздуха, вытекающего из сопла 3, расположенных на вращающихся насадках (рис. 92). По отношению к оси насадки сопла расположены под углом 90° , обеспечивающим движение струй вдоль поверхности обдуваемых труб экранов или поверхностей нагрева. При обдувке насадки перемещают вглубь газохода по оси отвер-

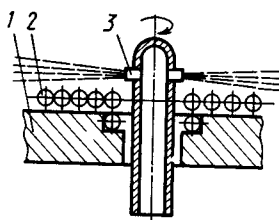


Рис. 92. Схема паровой обдувки

стия, выполненного в обмуровке 1, обдувая все змеевики. Для обдувки используется пар давлением 1,3—4 МПа с температурой 450 °С или сжатый воздух. В зависимости от назначения и зоны установки применяют обдувочные аппараты невыедвжного (ОН), маловыедвжного (ОМ) и глубоковыдвжного типа (ОГ).

Аппараты невыедвжного типа (рис. 93, а) устанавливают в зоне относительно невысокой температуры газов (до 700 °С). Труба 1 насадки с соплами 2 свободно подвешивается с помощью хомутов 3 к трубам 4 обдуваемой поверхности. При обдувке труба 1 начинает вращаться и одновременно в нее подается пар или сжатый воздух. Корпус аппарата с помощью фланцевых соединений 6 крепится неподвижно к раме 5 каркаса котла. Длина насадки и расстояние между соплами зависят от соответствующих размеров обдуваемой поверхности нагрева.

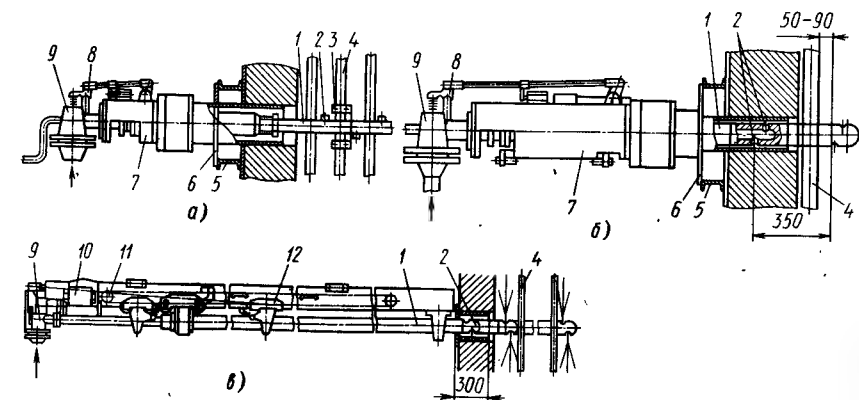


Рис. 93. Аппараты паровой обдувки:

а — невыедвжного типа; б — маловыедвжной (тип ОМ); в — глубоковыдвжной (тип ОГ)

обдувки клапан 9 закрывается и насадка выводится из топки. Количество обдувочных аппаратов, устанавливаемых в топке, выбирают из условия, что радиус действия одиночной обдувочной струи составляет около 3 м.

Для очистки фестонов, ширмовых и конвективных пароперегревателей, расположенных в зоне температур газов 700—1000 °С, применяют глубоковыдвжные обдувочные аппараты (рис. 93, в). По принципу действия аппарата они подобны только что рассмотренному типу. Отличие состоит лишь в длине трубы — насадки 1 и ее хода, а также в применении раздельного привода для вращательного и поступательного движения.

При включении аппарата обдувочная труба 1 с соплами 2 приводится в поступательное движение, обеспечиваемое электродвигателем через редуктор 10 и цепную передачу 11. Вращательное движение труба получает от электродвигателя с редуктором 10. При подходе сопел к первым трубам открывается клапан 9 и выходящий из сопел пар начинает обдувать трубы поверхности нагрева. Обдувочный аппарат с помощью специальных передвижных опор 12 крепится к несущей балке (опирается или подвешивается). Совмещением на одной несущей балке двух обдувочных аппаратов (подвешенного и опорного) с поступательным движением в противоположных направлениях обеспечивается возможность обдувки сразу двух котлов, т. е. получается аппарат двустороннего действия (тип ОГД).

Водяная обмывка используется при очистке экранов котлов, работающих на сильношлакующих топливах (сланцы, фрезерный торф, канско-ачинские и другие угли). Разрушение отложений в этом случае достигается в основном под действием внутренних напряжений, возникающих в слое отложений, при периодическом их охлаждении водяными струями, истекающими из сопловых насадок 2 головки 1 (рис. 94, а). Наибольшая интенсивность охлаждения наружного слоя отложений имеет место в первые 0,1 с воздействия водяной струи. Исходя из этого выбирается

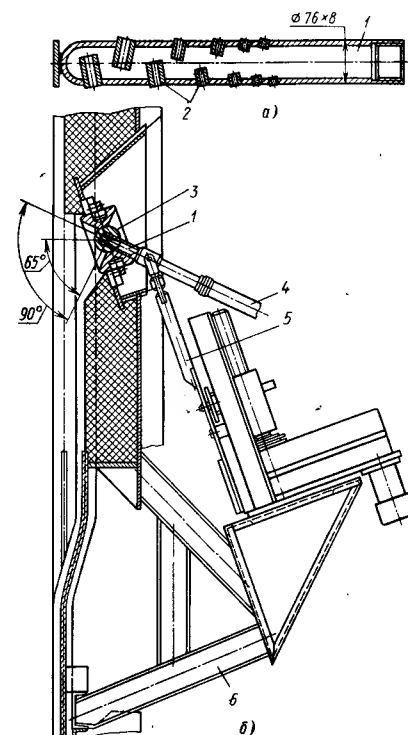


Рис. 94. Аппарат водяной обдувки и сопловая насадка

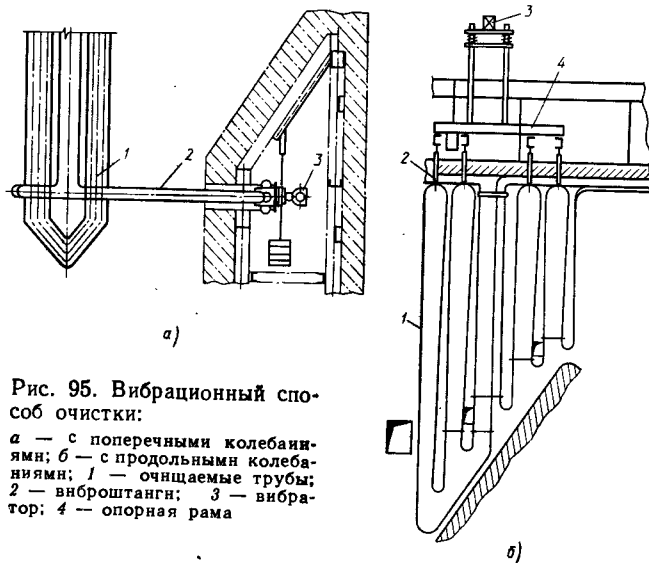


Рис. 95. Вибрационный способ очистки:

а — с поперечными колебаниями; б — с продольными колебаниями; 1 — очищаемые трубы; 2 — виброштанги; 3 — вибратор; 4 — опорная рама

частота вращения сопловой головки. За цикл обдувки сопловая головка совершает 4—7 оборотов. Сопла располагают обычно в два ряда, на противоположных образующих сопловой головки. Этим обеспечивается равномерное охлаждающее действие струй (различного диаметра) на всей орошаемой водой площади очищаемых прилегающих экранов и необходимое чередование процессов охлаждения и нагрева при вращении головки, в результате чего повышается эффективность очистки.

Обмывку противоположной и боковых стен производят аппаратом (рис. 94, б), содержащим установленное в шаровом шарнире 3 сопло, в которое подается вода из рукава 4. Сопло совершает подъемно-спускное и горизонтальное движение с помощью привода 5, соединенного с электродвигателем, размещенным на опорной плите 6.

Водяная обмывка более эффективна по сравнению с паровой и пневматической обдувками, ее использование не приводит к сильному золотому износу очищаемых труб, так как скорости истечения воды из сопел невысоки. В то же время следует иметь в виду, что при водяной обмывке необходима система защиты, прерывающая подачу воды в аппарат, так как при длительном охлаждении отдельных труб экранов водой вследствие снижения их теплопроводности может произойти нарушение циркуляции. При водяной обмывке повышается вероятность разрыва экранных труб, испытывающих циклические тепловые нагрузки.

Вибрационный способ применяют преимущественно для очистки ширмовых и конвективных перегревателей. Удаление отложений происходит под действием поперечных или продольных колебаний очищаемых труб, вызываемых специально устанавливаемыми

вибраторами электрического (например, С—788) или пневматического типа (ВПН—69).

На рис. 95, а показана схема устройства виброочистки ширмового перегревателя с поперечными колебаниями труб. Возбуждаемые вибратором 3 колебания передаются виброштангами 2, соединенными непосредственно с вибратором 3 (рис. 95, а) или через опорную раму 4 (рис. 95, б) и от них змеевикам труб 1. Виброштангу, как правило, приваривают к крайней трубе с помощью полумиллиметровых накладок. Аналогичным образом остальные трубы соединяют между собой и с крайней трубой. Виброочистку с продольным колебанием труб чаще используют для вертикальных змеевиковых поверхностей нагрева, подвешенных (на пружинных подвесках) к каркасу котла (рис. 95, б).

Электрические вибраторы не позволяют повысить частоту колебаний выше 50 Гц, что оказывается недостаточным для разрушения связанных прочных отложений, образующихся на трубах при сжигании канско-ачинских углей, сланцев, фрезерного торфа и др. В этом случае целесообразнее пневматические генераторы колебаний, например ВПН-69. Они обеспечивают частоту колебаний до 1500 Гц и более широкий диапазон ее изменения. Применение мембранных змеевиковых поверхностей значительно упрощает использование вибрационного способа очистки.

Дробевая очистка используется при сжигании мазута и топлива с большим содержанием в золе соединений щелочных (К, Na) и щелочно-земельных (Са, Mg) металлов. На трубах появляются прочносвязанные плотные отложения, удаление которых описанными выше способами невозможно. В случае дробевой очистки на очищаемую поверхность с некоторой высоты падают стальные шарики (дробь) небольшого размера. При падении и соударении с поверхностью дробь разрушает отложения на трубах как с лобовой стороны, так и с тыльной (при отскоке от нижележащих труб) и вместе с небольшой частью золы выпадает в нижней части конвективной шахты. Зола отделяют от дробы в специальных сепараторах, дробь накапливается в бункерах как под очищаемым газопходом, так и над ним.

Основные элементы дробеочистки с нижним расположением бункеров показаны на рис. 96. При включении установки дробь из бункера 1 питателем 2 подается во входное устройство дробепровода 4 (или в инжектор в установках под давлением). Наиболее распространенным способом подъема дробы является пневмотранспорт. Транспортируемая воздухом дробь отделяется в дробеуловителях 5, из которых с помощью тарельчатых питателей 6 распределяется по отдельным разбрасывающим устройствам 7.

Дробевые установки с пневмотранспортом дробы работают под разрежением или под давлением. В первом случае воздухоудная машина или эжектор соединены всасывающим патрубком с линией сброса, а во втором воздух из воздухоудки нагнетается через инжектор 3 в линию 4 подъема дробы.

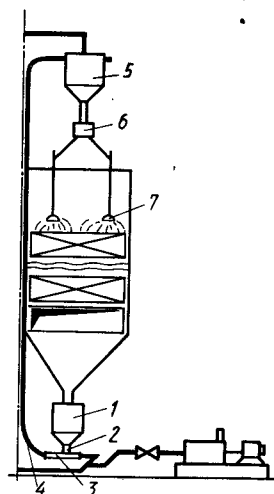


Рис. 96. Схема установки дробеочистки с нижним расположением бункеров

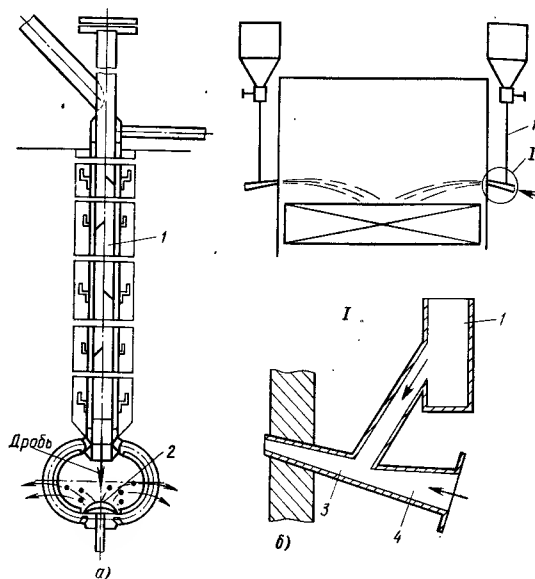


Рис. 97. Разбрасыватели дроб: а — с верхним подводом; б — с боковым забросом

Из трубопровода 1 на полусферические разбрасыватели 2 (рис. 97, а) с определенной высоты падает дробь. Она отскакивает под различными углами и распределяется по очищаемой поверхности. Расположение подводящих трубопроводов и отражателей в зоне высоких температур требуют применения водяного охлаждения. Наряду с полусферическими отражателями применяют пневматические разбрасыватели (рис. 97, б). Их устанавливают на стенах газохода. Дробь из трубы 1 разбрасывается сжатым воздухом или паром, поступающим по подводящему каналу 4 в разгонный участок 3 разбрасывающего устройства. Для увеличения площади обработки изменяют давление воздуха (пара). Одним разбрасывателем могут быть обработаны 13—16 м² площади при ширине 3 м. Следует отметить, что удар дробы с поверхностью труб при пневматическом разбрасывании сильнее, чем при использовании полусферических отражателей. В случае интенсивного загрязнения поверхностей нагрева можно комбинировать различные способы очистки.

§ 20. ОБОРУДОВАНИЕ ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЯ, ЗОЛО-, ШЛАКОУДАЛЕНИЯ

При сжигании твердых топлив в продуктах сгорания содержится значительное количество золы, выброс которой в атмосферу ведет к загрязнению окружающей среды, ухудшает санитарно-гигиенические условия жизни человека.

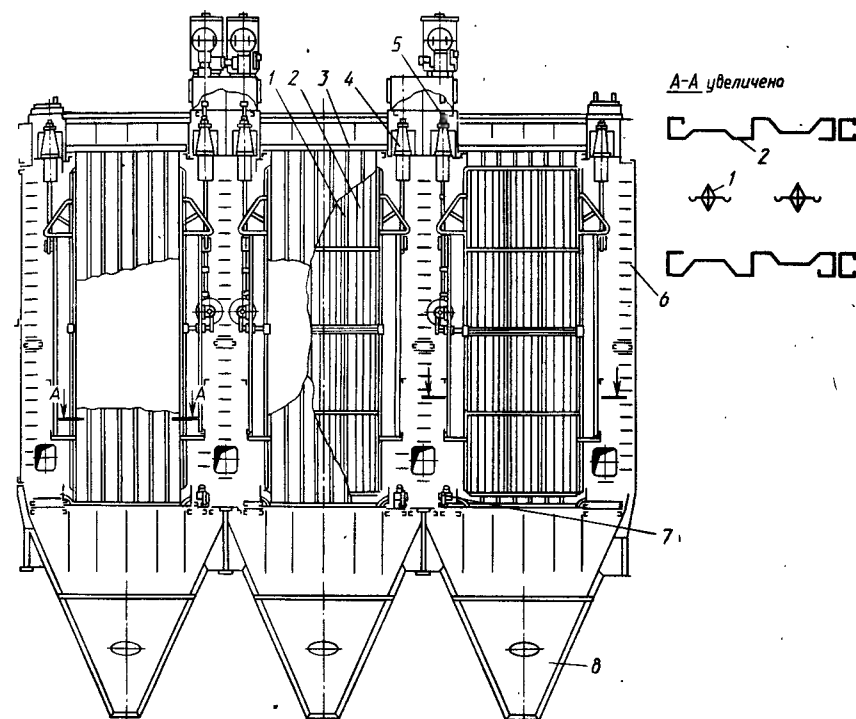


Рис. 98. Электрофильтр

Для снижения выброса золы в атмосферу в газовоздушном тракте предусматривают специальные золоулавливающие устройства, требования к которым по степени улавливания золы постоянно ужесточаются. В качестве золоулавливающих устройств применяют системы с циклонами, электрофильтрами, скрубберами.

Уловленная зола и шлак, выпадающий в топке, с помощью специальных механизированных удаляющих устройств подаются в систему шлакозолоудаления и транспортируются на значительные расстояния (2—10 км) от ТЭС в специальные котлованы (золоотвалы) естественного или искусственного происхождения. Рассмотрим конструкции и принципы действия наиболее распространенных золоулавливающих и шлако-, золоудаляющих устройств.

Электрофильтры представляют собой устройство, содержащее систему электродов 1 и 2 (рис. 98), соединенных с источником постоянного тока высокого напряжения (60—90 кВ). Коронирующие электроды 1 выполнены в виде узких полос с равномерно расположенными на них иглами, изолированы от корпуса и земли и соединены с отрицательным полюсом источника питания. Оса-

дительные электроды 2 имеют развитую поверхность и расположены вокруг коронирующих электродов, причем углубления в осадительных электродах расположены против игл коронирующих. Осадительные электроды заземлены.

Электроды размещены внутри металлического сварного корпуса 3, являющегося одновременно общим каркасом электрофильтра, к которому крепят все внутренние элементы. Коронирующие электроды подвешены к корпусу на изоляторах 4 и проходящих внутри них металлических токоподводящих подвесках 5. Осадительные электроды собраны на собственных балках, которые с помощью уголков (карнизов) соединены с балками корпуса в верхней части электрофильтра.

Коронирующие и осадительные электроды выполняют из металлических листов толщиной 1,0—1,5 мм и объединяют в секции рамной конструкции.

Для равномерного распределения газов, несущих золые частицы, по секциям на входе в электрофильтр предусмотрены направляющие лопатки и распределительная решетка, а выше и ниже электродов по всей их длине установлены поперечные отражательные листы. Совокупность этих элементов составляет газораспределительное устройство 6. Для удаления осевшей пыли с коронирующих электродов их встряхивают специальным устройством 7, но с меньшим динамическим воздействием, чем в системе осадительных электродов.

При подаче напряжения вблизи игл возникает коронный разряд. Образующиеся при разряде положительные ионы быстро достигают поверхности коронирующего электрода, а отрицательные ионы и электроны движутся под действием электрического поля в сторону осадительных электродов. При этом часть электронов и отрицательных ионов оседает на поверхности золых частиц и увлекает их к осадительным электродам. При встряске осадительных электродов осевшая на них зола ссыпается в золотые бункера 8.

Длительность удержания частиц на поверхности осадительных электродов зависит от напряжения и размера частиц. Мелкие частицы золы менее электропроводные и имеющие большую удельную поверхность значительно дольше удерживаются на поверхности электрофильтров, чем крупные, и степень их улавливания выше. Степень очистки газов, определяемая как процентное отношение количества уловленной золы $G_{ул}$ к входному количеству $G_{вх}$ для современных конструкций электрофильтров достаточно высока:

$$\eta = (G_{ул}/G_{вх}) 100 = 98 \div 99,5 \, \%.$$

Батарейные циклоны работают по инерционному принципу осаждения золы. При закрутке запыленного потока находящиеся в нем твердые частицы более высокой плотности, чем газ, под действием сил инерции продолжают двигаться прямолинейно до

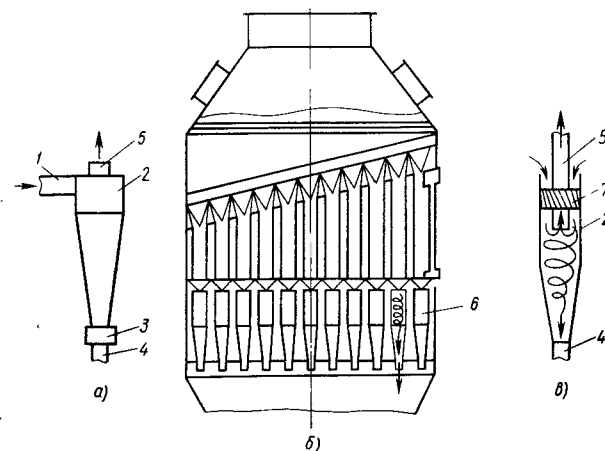


Рис. 99. Схемы циклонов:

а — с тангенциальным подводом потока; б — батарейного; в — с аксиальным подводом потока

тех пор, пока не достигнут поверхности завихряющего устройства. Если газ отводить из завихряющего устройства через его центральную часть вблизи места ввода запыленного потока, то он будет иметь значительно меньше твердых частиц, чем до входа в устройство.

На рис. 99, а показана схема работы одиночного циклона с тангенциальным подводом потока. Запыленный поток по входному патрубку 1 поступает в корпус 2 циклона. Под действием возникающих при вращении потока центробежных сил частицы золы отжимаются к внутренним стенкам и выпадают в бункера-накопители 3 или непосредственно в золотроводы 4. Очищенный газ отводится из циклона по патрубку 5. С увеличением размера твердых частиц центробежные силы сказываются сильнее и, следовательно, степень очистки возрастает.

Уменьшение диаметра циклона приводит к повышению эффективности очистки. Поэтому обычно для очистки дымовых газов от золы применяют установку из большого числа циклонов малого диаметра (0,15—0,25 м), собираемых в секции-батареи, объединенные общими подводящими и отводящими газопроводами (рис. 99, б). В одном корпусе может устанавливаться до 750 циклонов.

Закрутка потока в циклонах может осуществляться с помощью аксиальных закручивающих лопаток 7 (рис. 99, в).

Батарейные циклоны подвержены сильному золотому износу, особенно, их входные патрубки и участки выходных патрубков первых циклонов, расположенные в газораспределительном коробе. По мере изнашивания возрастают присосы, перетечки запыленного газа и снижается эффективность работы циклонов.

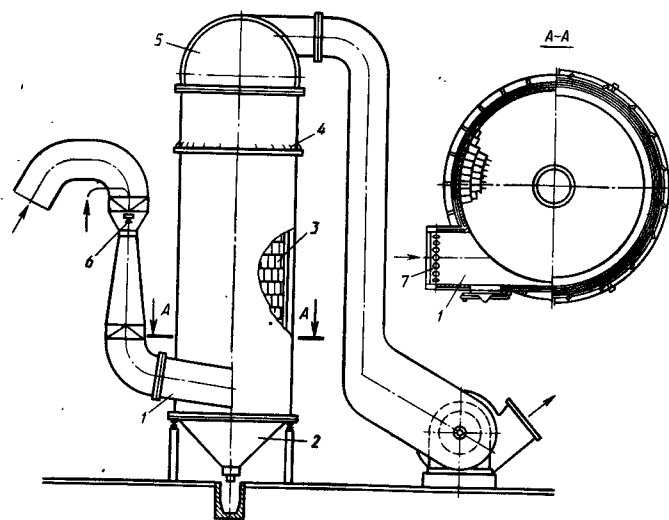


Рис. 100. Скруббер

Степень очистки газов в батарейных циклонах ниже, чем в электрофильтрах и скрубберах, причем большая эффективность достигается для крупных частиц золы. Поэтому батарейные циклоны обычно используют в качестве первой ступени очистки.

Скрубберы (рис. 100) или мокрые золоуловители так же как и батарейные циклоны построены по принципу инерционной сепарации. Запыленный газовый поток подводится по тангенциально установленному входному патрубку 1 в нижнюю часть золоуловителя цилиндрической формы. Для увеличения степени улавливания во входных патрубках располагают смачивающие устройства 7, в которых золые частицы увлажняются при прохождении через прутковую решетку, орошаемую водой, или при распылении воды, подаваемой в газовый поток с помощью распыливающих сопел 6, установленных во входном участке труб Вентури перед входными патрубками.

Увлажненная зола частично оседает на орошаемых прутках или на стенках подводящего короба 1, и попадает в бункер 2, а также на внутренних стенках 3 цилиндрического корпуса, к которым она прижимается под действием центробежных сил. Стенки корпуса дополнительно смачиваются водой, подаваемой в верхнюю часть золоуловителя через систему сопел 4. При стекании воды происходит смыв осевшей на стенках увлажненной золы. Очищенный газовый поток удаляется через верхнюю часть 5 скруббера.

Мокрым золоуловителям свойственно зарастание и забивание золой. Особенно большие золые отложения наблюдаются на стенках входных патрубков и на прутковых решетках. При их забивании золой резко возрастает сопротивление золоулови-

телей и ухудшается степень очистки газов. Степень очистки газов в мокрых золоуловителях достаточно высока, $\eta = 90 \div 95\%$ для прутковых золоуловителей и $\eta = 95 \div 98\%$ для золоуловителей с трубами Вентури.

Удаление золы из золоудалителей устройств или из расположенных под ними сборных бункеров осуществляют разгрузочными устройствами в виде различных конвейеров, аэрожелобов. Зола может падать в каналы золоудаления под действием силы тяжести. Так как на большинстве котлов газовый тракт работает под разрежением, в отводящих золопроводах устанавливают различные шлюзовые затворы и клапаны-мигалки, препятствующие проникновению воздуха в газовый тракт котла.

Клапаны-мигалки (рис. 101) содержат устройство открытия 3 (часто выполняемое в виде полого конуса 1 вершиной вверх), перекрывающее сечение газохода и открывающееся лишь в том случае, когда количество скопившейся на нем золы 2 будет достаточно, чтобы под действием силы тяжести открылся проход. Затем клапан-мигалка снова закрывает сечение золопровода и поступление воздуха в золопровод снизу прекращается. Обычно устанавливают последовательно несколько мигалок.

Удаление шлака из топki несколько сложнее. В нижней части топki, как правило, предусматривают шлаковые шахты 1, имеющие ванны 2, заполненные водой (рис. 102). В топках с твердым шлакоудалением осыпающийся со стен преимущественно твердый шлак падает в холодную воронку, а затем по ее скатам в шлаковую шахту 1. При соприкосновении с водой раскаленный шлак растрескивается и рассыпается. В топках с жидким шлакоудалением стекающий в воду жидкий шлак затвердевает в виде частиц небольших размеров.

Из шлаковой шахты шлак удаляется с помощью механических устройств, представляющих собой винтовые (рис. 102, а) или скребковые конвейеры (рис. 102, б). В шахтах с винтовыми конвейерами нижнюю часть ванны 2 выполняют в воде наклонного желоба, в котором расположен вращающийся винтовой конвейер 3. Он приводится во вращение электродвигателем через редуктор. В оконце наклонного желоба имеется окно, через которое транспортируемый шлак поступает в шлакоотводящий патрубок 4 с расположенной в нем дробилкой 5. Дробилка 5 включается при поступлении больших кусков шлака.

При использовании скребковых конвейеров 3 нижняя часть ванны 2 под приемным окном шахты выполнена горизонтальной с последующим подъемом к выходному окну и шлакоотводящему

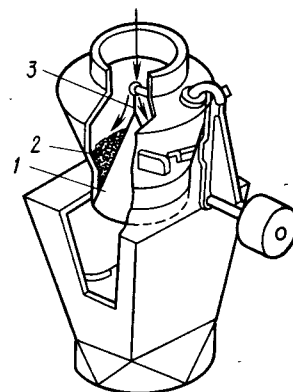


Рис. 101. Мигалка

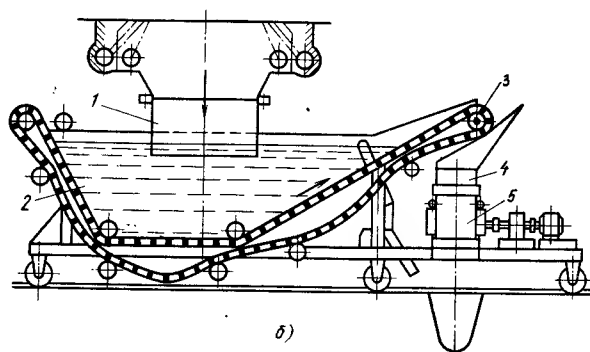
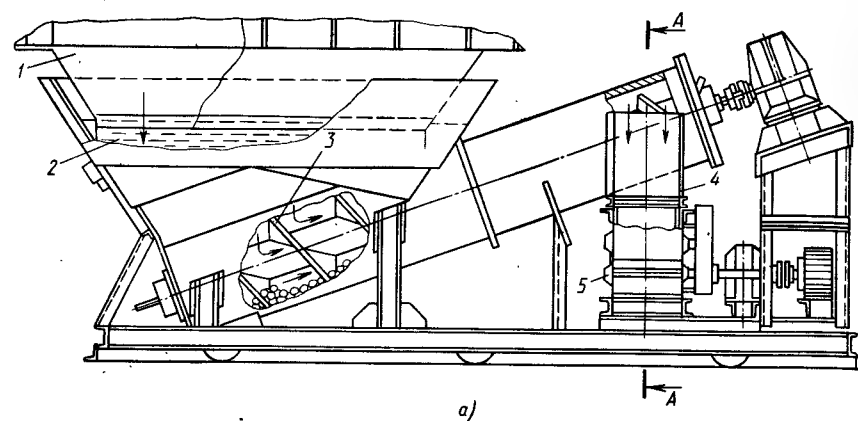


Рис. 102. Механизи-
рованное
шлакоуда-
ление

патрубку 4. Конвейер подобно скребковым питателям угля выполнен в виде двух цепных передач со скребками, перемещаемыми вдоль нижней части ванны. После прохождения ванны цепная передача со скребками выходит наружу, ее можно осмотреть. Вода в шлаковую ванну подается непрерывно. Уровень воды такой, что приемное отверстие ванны и топка не сообщаются с окружающей котел средой. Таким способом исключается возможность проникновения присосов воздуха через шлаковую шахту в топку (создается гидравлический затвор).

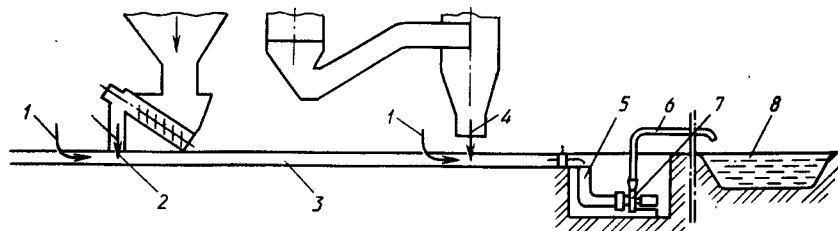


Рис. 103. Система гидравлического шлакозолоудаления

Шлак из шлакоотводных патрубков 2 и зола из золоуловителей 4 поступают в каналы 3 шлакозолоудаления и транспортируются на золоотвалы 8 (рис. 103). Наибольшее распространение получили системы гидравлического шлакозолоудаления. Зола и шлак, поступающие в золошлаковые каналы 3 смываются к багерным насосам 7 с помощью потока воды 1, подаваемой в побудительные сопла. Для измельчения шлака перед багерными насосами устанавливают дробилки 5. От багерных насосов пульпа (смесь измельченного шлака и золы с водой) подается по шлакозолопроводам 6 к золоотвалам 8.

Наряду с гидравлическими системами используют также пневматические, работающие на воздухе под давлением или под разрежением.

§ 21. ВОДНЫЙ РЕЖИМ КОТЛОВ

Вода, используемая в котельных установках в качестве рабочего тела, обладает свойствами активного и почти универсального растворителя. Содержащиеся в ней примеси, независимо от источников их появления, при определенных условиях могут образовывать на стенках труб твердые отложения. Наиболее интенсивное образование отложений происходит в трубах испарительных и перегревателей поверхностей нагрева, расположенных в зоне интенсивного обогрева. Причем даже небольшой слой этих отложений вследствие низкого коэффициента его теплопроводности может недопустимо повысить температуру металла, а следовательно, привести к разрушению труб.

Поэтому использование природных вод, содержащих большое количество солей, кремневой кислоты, газов, в качестве питательной воды недопустимо. Для приготовления питательной воды требуемого качества на ТЭС природную воду подвергают специальной обработке. Она заключается в удалении минеральных и органических твердых взвешенных в воде примесей, солей жесткости (Ca, Mg) с заменой их легкорастворимыми солями щелочных металлов (K, Na); общем обессоливании в системе выпарных установок с получением обессоленного конденсата; обескремнивании; дегазации. Такая обработка позволяет существенно снизить содержание примесей в питательной воде. Однако при эксплуатации котла количество примесей в воде постоянно возрастает. Это происходит ввиду присосов природной воды в конденсаторе турбины, добавки воды при восполнении потерь рабочей среды, перехода в воду продуктов коррозии конструктивных материалов. Кислород и углекислота, попадающие в воду, вызывают коррозию металла труб поверхностей нагрева. Соединения кальция и магния, относящиеся к труднорастворимым, как и продукты коррозии железа, меди, образуют накипь. Отложения образуют и легкорастворимые соединения такие, как Na_3PO_4 ; Na_2SO_4 , если концентрация их выше растворимости в рабочем теле (воде или паре). Часть примесей кристаллизуется в водяном объеме, образуя шлам.

Надежная и экономичная работа котла достигается путем вывода части примесей из котла, а также ограничением коррозии

конструкционных материалов организацией физико-химических процессов в рабочем теле, называемых водно-химическим (водным) режимом.

В парообразующих поверхностях нагрева барабанного котла одновременно с образованием пара ввиду низкой растворимости солей в паре происходит увеличение концентрации их в воде. Для поддержания концентрации примесей воды в пределах, определяемых качеством получаемого пара и образованием отложений на внутренних поверхностях труб, соли и взвешенные примеси выводят из контура циркуляции вместе с водой, путем организации непрерывной продувки. Продувочная вода выводится из последней ступени испарения в количестве 0,5—3 % паропроизводительности котла, в зависимости от применяемого метода обработки добавочной воды и схемы ступенчатого испарения.

Кроме непрерывной продувки, производят также периодическую продувку из нижних коллекторов экранов. Таким образом удаляют шлам. Режим продувок регламентируется качеством воды и рабочими параметрами среды. Нарушение режима или полное исключение периодической продувки может привести к прикипанию шлама к поверхностям экранных труб холодной воронки.

В прямоточных котлах в экранах происходит испарение всей воды, поэтому отсутствует возможность организации продувки. Примеси ввиду различия их растворимости в воде и паре в том или ином количестве выпадают в виде отложений на внутренних поверхностях труб, а оставшаяся часть выносятся с паром. Накопление этих отложений периодически удаляют путем проведения химической промывки котла. Процесс промывки трудоемок и выполняем только при остановленном оборудовании. Поэтому в энергоблоках с прямоточными котлами после конденсатора турбины на водяном тракте устанавливается блочная обессоливающая установка (БОУ). Благодаря очистке конденсата в ней удается уменьшить содержание примесей в питательной воде и соответственно темпы роста отложений в трубах котла.

Снижение скорости протекания коррозии металла труб в современных прямоточных котлах на СКД достигается созданием в рабочем теле слабощелочной или нейтральной водной среды. Первая используется в том случае, если трубы подогревателей низкого давления выполнены из латуни, а вторая — если трубы ПНД изготовлены из коррозионно-стойкой стали. Слабощелочная среда имеет место при гидразинно-аммиачном комплексном или гидразинном водном режиме. Нейтральная среда — при дозировании в конденсат газообразного кислорода или раствора перекиси водорода. Кратко рассмотрим основные из них.

Гидразинно-аммиачный водный режим — традиционный водный режим. До недавнего времени он был практически на всех энергетических блоках СКД. При его реализации в питательную воду дозируют гидразин и аммиак. Они связывают соответственно кислород и углекислоту, оставшиеся в воде после дегазации. При

отсутствии примесей в воде реакция между гидразином и кислородом протекает следующим образом:



Присутствие в воде оксидов железа и меди способствует ускорению реакции. Гидразин подается в количестве, несколько превышающем стехиометрическое значение, так чтобы избыток N_2H_4 составлял $0,02 \div 0,03$ мг/кг.

Аммиак вводят в питательную воду в количестве, обеспечивающем полную нейтрализацию CO_2 с образованием карбонатов аммония и созданием небольшого избытка гидроокиси аммония, повышающего pH среды до $\text{pH} = 9,1 \pm 0,1$ (pH — показатель концентрации водородных ионов воды, характеризует реакцию воды). Принято различать следующие реакции воды: кислая при $\text{pH} = 1 \div 3$; слабокислая $\text{pH} = 3 \div 6$, нейтральная $\text{pH} = 7$; слабощелочная $\text{pH} = 7 \div 10$ и сильнощелочная $\text{pH} = 10 \div 14$.

При гидразинно-аммиачном водном режиме толщину отложений в НРЧ на допустимом уровне поддерживают путем периодических химических промывок. Для газомазутных котлов межпромывочный период составляет 4—6 месяцев.

Комплексонный водный режим отличается тем, что в питательную воду кроме аммиака и гидразина, дозируемых в тех же количествах, что и при гидразинно-аммиачном режиме, после деаэратора непрерывно вводят комплексоны. Их количество эквивалентно содержанию железа и меди в воде. Комплексоны — это соединения, способные образовать с катионами (Ca^+ , Mg^+ , Cu^+ , Fe^+) растворимые в воде соединения. В качестве комплексона чаще всего применяют этилендиаминтетрауксусную кислоту (ЭДТК). Дозировка комплексонов зависит от нагрузки энергоблока. Аммонийная соль ЭДТК, получаемая путем добавления в водный раствор ЭДТК водного раствора аммиака, и аммиак подают в рабочее тело после деаэратора, гидразин — после БОУ. Аммонийная соль ЭДТК при взаимодействии с продуктами коррозии железа дает хорошо растворимые в воде комплексонаты железа. Под действием высокой температуры они разлагаются с образованием на стенке труб плотного слоя магнетита. Последний защищает металл от коррозии.

Наиболее интенсивное разложение комплексонатов железа в котлах СКД происходит в экономайзере (80 %) и НРЧ (20 %). Отложения в НРЧ плотные, с достаточно высоким коэффициентом теплопроводности, что позволяет увеличить межпромывочный период до полутора лет.

Нейтральный водный режим основан на способности кислорода при повышенном его содержании в нейтральной среде образовывать прочную защитную окисную пленку. Для организации нейтрального водного режима в питательную воду, которая после очистки турбинного конденсата в БОУ приближается к теоретически чистой нейтральной воде ($\text{pH} = 7$), дозируют газообразный

кислород (в ряде случаев раствор перекиси водорода H_2O_2). Количество кислорода должно быть таким, чтобы образовывалась пассивирующая сплошная окисная пленка из магнетита (Fe_3O_4) и гематита (Fe_2O_3). Скорость коррозии перлитной стали резко снижается. Нейтральный водный режим требует очень чистой, не содержащей CO_2 питательной воды; отсутствия в питательном тракте элементов, выполненных из меди и медесодержащих сплавов.

Барабанные котлы питают водой, содержащей легкорастворимые соединения. В основном это соли натрия. Соли кальция и магния, попадающие в нее, в результате присоса охлаждающей воды в конденсаторе обладают малой растворимостью и в процессе парообразования могут давать накипь. Для предотвращения ее образования применяют коррекционный метод внутрикотловой обработки воды. Он заключается в том, что в котел вводят коррекционные добавки, способствующие переводу солей жесткости в неприкипающий шлам. В качестве таких добавок обычно применяют натриевые соли фосфатной кислоты (например, тринатрийфосфат Na_3PO_4). Водный режим, основанный на вводе фосфатов, называют фосфатным.

Фосфатирование воды с подачей раствора в барабан может осуществляться по щелочно-солевому режиму или режиму чисто фосфатной щелочности. В первом случае для образования неприкипающего легкоподвижного шлама ввод фосфатов осуществляется в щелочную среду, а именно, в барабан. Здесь ввиду многократной циркуляции щелочность воды значительно больше, чем в питательной воде. Образовавшиеся соединения уходят вместе с продувочной водой.

Основная масса шлама, находящегося в воде во взвешенном состоянии, удаляется непрерывной продувкой, а небольшая его часть, скапливающаяся в нижних коллекторах, — периодической продувкой. Для надежного связывания солей кальция в воде поддерживают определенный избыток фосфатов, что однако приводит к существенному повышению щелочности воды ($\text{pH} > 11$), вызывающей коррозию металла. Поэтому при питании барабанного котла турбинным конденсатом и маломинерализованной добавочной водой (химически обессоленной) используется режим чисто фосфатной щелочности. Для поддержания умеренной щелочности воды в ней дозируют не только Na_3PO_4 , но и смесь Na_3PO_4 с кислой солью фосфорной кислоты Na_2HPO_4 .

§ 22. ПОЛУЧЕНИЕ ЧИСТОГО ПАРА. ВНУТРИБАРАБАННЫЕ УСТРОЙСТВА

Содержание примесей в паре на выходе из котла не должно превышать допустимых значений, которые определяются условиями предотвращения солевых отложений в тракте перегревателя—турбина.

19. Нормы качества пара для барабанных котлов

Нормируемый показатель	p, МПа			ТЭС
	до 4	4,9—10	свыше 10	
Соединения натрия (в пересчете на Na), мкг/кг	60	15	10	КЭС, ТЭЦ
Кремневая кислота (в пересчете на SiO ₂), мкг/кг	100	25	15	
	—	15 *	15	КЭС, ТЭЦ
	—	25 *	25	

* Начиная с давления 7 МПа.

В прямоточном котле, где часть примесей, содержащихся в воде, откладывается на поверхностях нагрева, а оставшаяся часть переходит в пар и уносится им, единственный путь получения чистого пара — это улучшение качества питательной воды. С ростом давления рабочей среды концентрация примесей в паре увеличивается, а качество его приближается к качеству питательной воды. В связи с этим качество пара, выдаваемого прямоточным котлом, нормируют по питательной воде. Поэтому требования к качеству питательной воды у прямоточных котлов значительно выше, чем у барабанных.

В барабанном котле чистота пара определяется растворимостью солей в паре и механическим уносом капель влаги потоком пара в барабане. Растворимость веществ в паре имеет ряд особенностей. Во-первых, вещества в паре растворяются избирательно. При идентичных условиях растворимость в паре различных соединений неодинакова. Во-вторых, растворяющая способность пара с повышением давления увеличивается. Поэтому при низком и среднем давлении, когда растворимость солей в паре мала, чистота пара в основном определяется уносом капель влаги. Концентрация солей в паре в этом случае зависит не столько от качества захваченной паром влаги, сколько от концентрации солей в ней. Чем меньше концентрация солей в воде, тем чище пар.

При высоком и сверхвысоком давлении пара на его чистоту, кроме механического уноса капель влаги, существенное влияние оказывает и повышенная растворимость солей в паре. В первую очередь кремневой кислоты, а затем солей натрия, гидрооксидов меди и железа.

Получение пара, соответствующего по своей чистоте нормам (табл. 19), в барабанных котлах достигается благодаря осуществлению следующих мероприятий:

питания котла водой соответствующего качества; организацией продувки водяного объема барабана котла, часто дополняемой ступенчатым испарением;

уменьшением влажности насыщенного пара путем сепарации влаги из пара в специальных устройствах и обязательной промыв-

кой насыщенного пара высокого давления питательной водой. Ниже рассматриваются основные из них.

Ступенчатое испарение является весьма эффективным методом повышения чистоты пара. Этот метод позволяет при заданном качестве питательной воды для одинаковых значений продувки получить более чистый пар, чем при одноступенчатом испарении.

Сущность его состоит в следующем. Водяной объем барабана котла и парообразующие циркуляционные контуры котла делят на несколько отсеков (ступеней) рис. 104, соединенных параллельно по пару и последовательно по воде. Питательная вода подается в первую ступень I, для второй ступени II питательной водой является продувочная вода первой ступени. Продувочная вода второй ступени II поступает в третью ступень III и т. д. Концентрация примесей в воде нарастает от ступени к ступени. Продувку котла проводят из последней ступени, в воде которой содержится максимальное количество примесей. Наибольшее распространение в современных котлах получили двух- и трехступенчатые схемы рис. 104. Вторая ступень II может быть организована внутри барабана, либо вне его — в выносных циклонах. В трехступенчатой схеме первую I и вторую II ступени выполняют в барабане I, а третью III — в циклоне 2. Во вторую и третью ступени испарения частично или полностью включают боковые экраны 3. При питательной воде с умеренным солесодержанием используют двухступенчатую схему испарения. При питательной воде низкого качества — трехступенчатую. Производительность каждой ступени испарения выбирают из условия обеспечения минимального соле- и кремнесодержания пара на выходе из барабана с использованием уравнений солевых балансов. Для схемы двухступенчатого испарения котлов высокого давления, когда общее солесодержание пара в основном определяется уносом кремневой кислоты, эти уравнения имеют вид:

$$Si_{nc} (1 + p) = Si_2 p + Si_{ндп};$$

$$Si_1 (n_2 + p) = Si_2 n_2 + Si_2 p;$$

$$Si_{ндп} = Si_1 k_1 n_1 + Si_2 k_2 n_2;$$

$$1 = n_1 + n_2,$$

где Si_{nc} , $Si_{ндп}$, Si_1 и Si_2 — кремнесодержание соответственно питательной воды первой ступени испарения, пара до промывочного устройства, котловой воды в первой и второй ступенях ис-

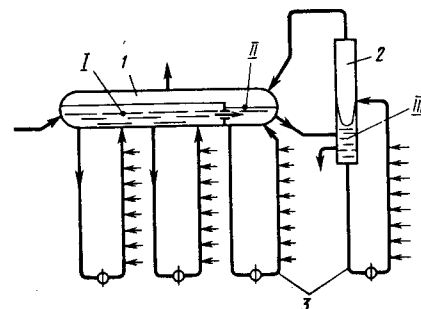


Рис. 104. Схема трехступенчатого испарения в барабанных котлах

парения, мг/кг; $\kappa_1 = Si_{\text{пп1}}/Si_1$, $\kappa_2 = Si_{\text{пп2}}/Si_2$ — коэффициенты уноса кремневой кислоты паром в первой и второй ступени испарения; n_1 и n_2 — относительная паропроизводительность первой и второй ступени испарения, в долях от паропроизводительности котла; p — величина продувки, в долях от паропроизводительности.

Кремнесодержание питательной воды первой ступени испарения зависит от способа подачи питательной воды в барабан. При отсутствии паропромывочного устройства $Si_{\text{пс}} = Si_{\text{пв}}$. При подаче всей питательной воды на паропромывочное устройство

$$Si_{\text{пс}} = \frac{Si_{\text{пв}}(1 + p - 0,5\kappa_{\text{прв}}) + Si_1\kappa_1n_1 + Si_2\kappa_2n_2}{1 + p + 0,5\kappa_{\text{прв}}},$$

где $\kappa_{\text{прв}} = Si_{\text{пп}}/Si_{\text{прв}}$ — коэффициент уноса кремневой кислоты паром в паропромывочном устройстве; $Si_{\text{пп}}$ — кремнесодержание насыщенного пара на выходе из барабана, мг/кг; $Si_{\text{прв}}$ — кремнесодержание паропромывочной воды, мг/кг.

Чем хуже качество питательной воды, тем выше должна быть паропроизводительность второй и третьей ступеней испарения. Однако суммарная их производительность не должна превышать 30 % паропроизводительности котла, а паропроизводительность третьей ступени должна быть около 7 %.

Сепарация уменьшает количество примесей, уносимых паром из барабана котла. Допустимая влажность пара на выходе из барабана определяется давлением и наличием его промывки. При отсутствии последней влажность пара должна быть не более 0,02 %. При высоком давлении, когда необходимое количество пара обеспечивается в первую очередь промывкой его питательной водой, влажность может быть выше 0,05 %, но не более 0,1 %.

Процесс образования капелек в паровом объеме определяется принятой схемой подвода пароводяной смеси из парообразующих труб в барабан. При подаче пара выше зеркала испарения капелек в паровом объеме образуются в результате дробления влаги, поступающей с паром в барабан из парообразующих труб. При подводе пароводяной смеси под зеркало испарения, как это выполнено у большинства современных энергетических котлов, образование мелких капель происходит вследствие разрыва оболочек единичных пузырей при выходе их из водяного объема барабана.

В паровом объеме на каплю влаги действуют две противоположно направленные силы: подъемная сила, создаваемая потоком пара, и сила тяжести. Соотношение этих сил и длительность их воздействия на каплю приводят либо к уносу ее паром, либо к осадению на поверхность воды (осадительная сепарация).

Эффективность этого процесса во многом определяется скоростью пара, высотой парового объема барабана и равномерностью загрузки зеркала испарения. Большой эффект осадительной сепарации достигается при меньшей подъемной скорости пара в барабане, т. е. когда средняя весовая паровая нагрузка на

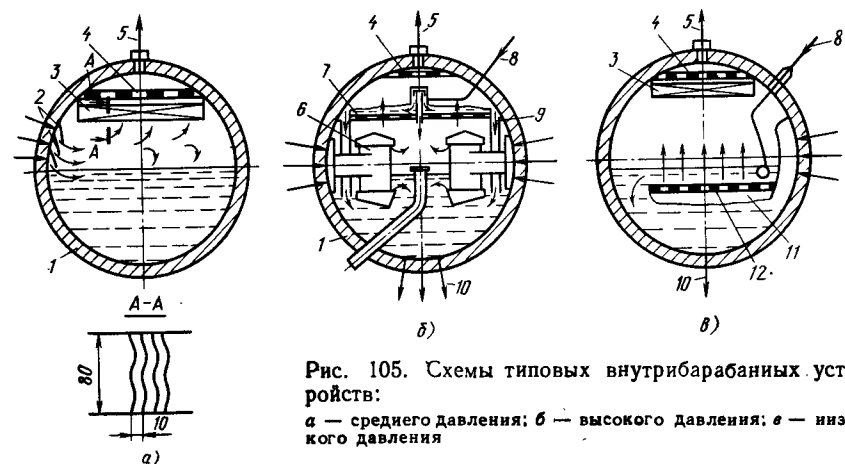


Рис. 105. Схемы типовых внутрибарабанных устройств:
а — среднего давления; б — высокого давления; в — низкого давления

метр длины цилиндрической части барабана, т/(ч·м), невелика:

$$a_6 = D/l_{\text{ц}},$$

где D — паропроизводительность котла, т/ч; $l_{\text{ц}}$ — длина цилиндрической части барабана, м.

Снижение весовой нагрузки хотя и повышает эффект осадительной сепарации, однако приводит к увеличению размеров барабана, что нельзя признать рациональным особенно для котлов высокого давления. В то же время с увеличением величины a_6 возрастает унос влаги. Максимально допустимая весовая паровая нагрузка при равномерном выходе пара с зеркала испарения для давления больше 10 МПа

$$(a_6)_{\text{max}} \approx 80d_6k_6,$$

где d_6 — внутренний диаметр барабана, м; k_6 — критерий, характеризующий скорость легкой фазы, соответствующую возникновению кризисных явлений в двухфазных потоках.

Для котлов без промывки пара при высоком качестве питательной воды $k_6 \leq (0,4 \div 0,6)$, с промывкой $k_6 \leq (0,29 \div 0,32)$.

Сушка пара, как правило, достигается с помощью внутрибарабанных устройств:

гашением кинетической энергии пароводяных струй, истекающих из парообразующих труб;

начальным разделением пароводяной смеси;

равномерной раздачей пара по зеркалу испарения с последующей «тонкой» его сушкой в паровом объеме.

Тип и конструкция применяемых в барабане устройств зависят от единичной мощности котла и параметров пара. Схемы типовых внутрибарабанных устройств, проверенных в эксплуатации и освоенных в производстве, показаны на рис. 105.

Гашение кинетической энергии струи пароводяной смеси и начальное разделение последней в барабане 1 котла среднего давления осуществляется с помощью отбойных щитков 2 (рис. 105, а), жалюзидроссельных стенок с горизонтальным расположением пластин и т. п., а в барабане котла высокого давления с помощью внутрибарабанных циклонов 6 (рис. 105, б). Равномерность распределения пара по сечению барабана и пароотводящим трубам обеспечивается применением уравнительных дроссельных щитов как в водяном объеме (погруженный щит 12 с отверстиями, рис. 105, в), так и в паровом объеме на выходе из барабана (пароприемный потолок 4, рис. 105, а, б).

Тонкая сушка пара достигается осадительной сепарацией капель влаги в паровом объеме барабана и использованием инерционного жалюзийного сепаратора 3.

Отверстия в погруженном листе 12 выполняют диаметром не менее 10 мм (для предотвращения забивания их шламом).

Щит располагают на 50—75 мм ниже низшего массового уровня в барабане 1 с расстоянием до стенок барабана не менее 150 мм для стока воды. Равномерность раздачи пара по всему горизонтальному сечению барабана достигается путем создания под погруженным щитом сплошной паровой подушки 11, устойчивость существования которой определяется скоростью движения пара в отверстиях. Чем выше давление в барабане, тем скорость должна быть меньше. Рекомендуются следующие скорости пара:

Давление пара, МПа	4	8	12	14
Скорость пара в отверстиях погруженного щита, м/с:				
минимальная	1	0,55	0,4	0,35
рекомендуемая	3	2,15	1,8	1,65

Опасность захвата больших количеств пара в опускные трубы при этом исключается достаточной высотой слоя воды от нижней плоскости щита до входа в опускные трубы 10. Для предотвращения прорыва пара в паровой объем, минуя щит, края щита заглубляют вниз на высоту не менее 50 мм.

Пароприемный потолок 4 устанавливается в паровом пространстве перед пароотводящими трубами 5. Диаметр отверстий в потолке 5 мм. Их число определяется из условия обеспечения оптимальной скорости пара. Некоторые значения приведены ниже.

Давление пара, МПа	8	11,3	15,2
Скорость пара в отверстиях пароприемного потолка, м/с	10	4—7	3—6

Наряду с использованием осадительной сепарации капель влаги в паровом объеме, в барабанных котлах широко применяют инерционные сепараторы. К ним относят: жалюзийные сепараторы 3, внутрибарабанные 6 и выносные циклоны.

Жалюзийные сепараторы часто применяют совместно с пароприемным потолком. Его назначение — сепарация транспортируемой потоком пара влаги. Жалюзийные сепараторы 3 представ-

ляют собой набор большого количества волнистых пластин шириной 80 мм, расстояние между которыми около 10 мм. Отделение капель воды в сепараторе происходит ввиду изменения направления движения пароводяного потока при прохождении криволинейных каналов. Капли влаги под действием сил инерции попадают на пластины, смачивают их поверхность и стекают в виде струек. Захват влаги паром из этих струй невозможен, так как скорость пара мала, а капли влаги достаточно крупные. По расположению в паровом пространстве пакеты жалюзи подразделяют на горизонтальные и наклонные. Последние устанавливают под углом 10—30° к вертикали. Наклонные жалюзи обеспечивают относительно большую эффективность сепарации. Поэтому их применяют при высоких весовых нагрузках барабана. Рекомендуемая скорость набегающего пара на жалюзи определяется из зависимости

$$w'_{жс} = k_{жс} A,$$

где $k_{жс}$ — коэффициент пропорциональности, для горизонтальных пакетов $k_{жс} = 0,35 \div 0,45$; для вертикальных $k_{жс} = 1 \div 1,3$; $A = \sqrt[4]{q\sigma(\rho' - \rho'')/(\rho'')^3}$ — вспомогательный параметр, м/с; σ — коэффициент поверхностного натяжения воды, кг/с²; ρ'' и ρ' — плотность соответственно пара и воды на линии насыщения, кг/м³.

Высота парового объема от верхнего уровня воды до жалюзийного сепаратора должна быть не менее 400 мм.

Внутрибарабанный циклон используют в качестве основного паросепарационного устройства в мощных барабанных котлах (рис. 106). Он представляет собой цилиндрический вертикальный корпус 3 диаметром 290—350 мм, к которому тангенциально через патрубок 2 подводят пароводяную смесь со скоростью 6—8 м/с. В циклоне осуществляется двухступенчатая сепарация.

Первая ступень — центробежная, она создается за счет тангенциального подвода пароводяной смеси. Поток закручивается, прижимаясь к поверхности циклона. Вода, прижатая к стенке, стекает вниз. Пар со скоростью около 1 м/с равномерно по всему сечению циклона из под крышки 1 выходит в паровой объем.

Вторая ступень — осадительная. Она имеет место при движении пара в объеме циклона. Для предотвращения прорыва пара через низ циклона, последний перекрывается донышком 5, образующим кольцевое сечение, с расположенными на нем направляющими лопатками 4. Последние обеспечивают спокойный сток воды.

Внутрибарабанные циклоны создают равномерную подачу пара в паровой объем барабана по его длине и позволяют снизить пенообразование котловой воды. Однако установка их сложна, особенно монтаж соединительных коробов. Поэтому их применяют при нагрузках, превышающих предельную для погруженных щитов с отверстиями. Число циклонов в барабане определяется единичной нагрузкой на циклон, которая в свою очередь зависит

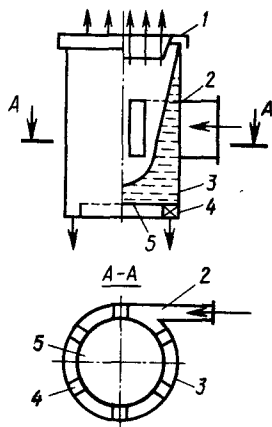


Рис. 106. Внутрибарабанный циклон:
1 — крышка; 2 — подводящий патрубок;
3 — цилиндрический корпус; 4 — направляющие лопатки; 5 — доннышко

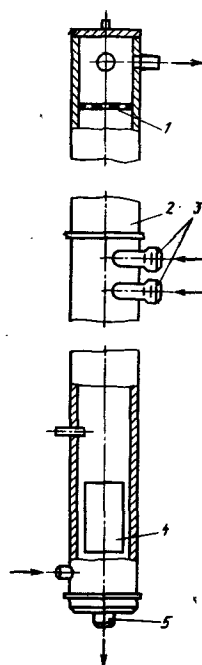


Рис. 107. Выносной циклон

от его размеров и давления в барабане. Так, при диаметре 290 мм нагрузка принимается 4,2; 7,0; 8,2 т/ч соответственно для давления 4, 11,3 и 15,2 МПа.

При ступенчатом испарении пар может осушаться и в выносных циклонах рис. 107. Выносные циклоны располагают вне барабана котла и соединяют с ним по пару и воде (см. рис. 104). Выносной циклон представляет собой коллектор 2 (см. рис. 107) с внешним диаметром 273—426 мм (чаще всего 426 мм). Пароводяная смесь подводится тангенциально, через штуцер 3, благодаря чему процесс сепарации пара протекает так же, как и во внутрибарабанном циклоне.

Выравнивание поля скоростей пара по сечению циклона достигается с помощью листа 1 с отверстиями, расположенного в верхней части циклона. Суммарная площадь отверстий принимается равной 10—20 % площади поперечного сечения циклона. Диаметр отверстий 6—10 мм. В нижней части водяного объема устанавливают крестовину 4, препятствующую воронкообразованию и захвату пара в опускные трубы 5. Подвод пароводяной смеси к циклонам осуществляется выше уровня воды в барабане на 200—500 мм, считая от нижнего штуцера.

Высота циклона определяется суммой необходимых высот парового (1,5—2,5 м) и водяного (2—2,5 м) объемов. Значения паровой нагрузки осевой скорости для выносных циклонов приведены ниже.

Давление пара, МПа	3,5	10—11	15,2
Паровая нагрузка (т/ч) циклонов различного диаметра, мм:			
273	2,5	3,4	—
325	3,8	5	—
351	4,3	5,7	—
377	5	7,8	—
426	6,5	8,6	9—12
Осевая скорость пара, м/с	0,65—0,8	0,3—0,35	0,25—0,34

С увеличением давления в барабане при росте растворимости кремниевой кислоты возрастает ее содержание в паре. При давлении выше 11 МПа даже абсолютная сушка пара не обеспечивает его требуемого качества. Снижение содержания кремниевой кислоты в паре в этом случае достигается путем промывки его питательной водой в паропромывочном устройстве барабана (см. рис. 105). Последнее состоит из барботажных листов 7 с отверстиями диаметром 5 мм, устройства для подачи питательной воды 8 на листы и сливных коробов 9. Для достижения большего эффекта промывки насыщенный пар пропускают через слой питательной воды мелкими струйками. Необходимый уровень воды на дырчатых листах поддерживается верхней загнутой кромкой листа. Количество воды, необходимой для промывки пара, зависит от паропроизводительности. В современных котлах вся питательная вода подается в раздающий короб, а ее избыток сливается через переливную щель в этом коробе непосредственно в водяной объем барабана, минуя промывку.

Качество пара повышается благодаря протеканию следующих процессов. Во-первых, капли концентрированной воды, унесенные паром, смешиваются с питательной водой и уходящий пар содержит влагу с меньшим солесодержанием. Во-вторых, ввиду большей растворимости примесей в воде, чем в паре, при прохождении паром слоя воды растворенные в нем вещества переходят в питательную воду, а промытый пар уносит с собой эти примеси в количестве, пропорциональном их содержанию в промывочной, а не в котловой воде. После промывки пар подвергают повторной сепарации.

§ 23. ГИДРОДИНАМИКА ПАРОВОДЯНОГО ТРАКТА

Движение рабочего тела по элементам пароводяного тракта котла осуществляется по трубам небольшого диаметра. В котлах докритического давления в нагревательных поверхностях движется вода (однофазная среда), в испарительных поверхностях — пароводяная смесь (двухфазная среда), а в перегревателей — перегретый пар (однофазная среда). В прямоточных котлах сверхкритического давления по трубкам тракта котла протекает однофазная среда переменной плотности.

Поток пароводяной смеси в обогреваемой трубе может иметь различную структуру и связанный с ней режим течения. Условно

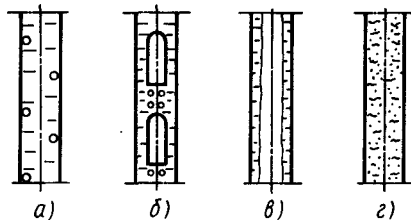


Рис. 108. Режимы течения пароводяной смеси в вертикальных трубах:
а — пузырьковый; б — снарядный; в — стержневой; г — эмульсионный

выделяют следующие четыре режима течения: пузырьковый, снарядный, стержневой и эмульсионный (рис. 108). Пузырьковый режим характеризуется наличием в потоке воды отдельных пузырьков пара небольших размеров (рис. 108, а). Пузырьки образуются на стенке обогреваемой трубы в местах, в которых локальная энтальпия среды больше энтальпии воды на линии насыщения. Затем они сносятся к центру трубы. В центральной части трубы пузырьки пара могут объединиться и образовывать большие соединения в виде «снаряда». В этом случае пузырьковый режим течения переходит в снарядный (рис. 108, б). Слияние паровых «снарядов» в сплошной «стержень» влажного пара в средней части поперечного сечения трубы приводит к возникновению стержневого режима течения (рис. 108, в). При срыве пленки воды со стенки трубы устанавливается эмульсионный режим (рис. 108, г), при котором стенка трубы омывается смесью пара и мелких капель. Возникновение того или иного режима течения определяется паросодержанием, скоростью движения, состоянием поверхности стенок и физическими свойствами жидкости. Увеличение паросодержания и скорости потока при прочих равных условиях заставляет пароводяную смесь последовательно пройти все структуры течения.

Описанные режимы имеют место как в вертикальных, так и в горизонтальных трубах. Однако в горизонтальных трубах они наблюдаются при несколько больших скоростях потока, чем в вертикальных. Причем ось потока пара несколько смещается вверх по отношению к оси трубы. При малых скоростях движения пароводяная смесь в горизонтальных трубах расслаивается: вода течет в нижней части трубы, а пар — в верхней. Если труба наклонена к горизонту более чем на 15° , то расслоения потока обычно не происходит. Существенное влияние на расслоение оказывают количество пара и диаметр трубы: чем больше эти величины, тем легче происходит расслоение.

Параметрами, характеризующими течение рабочего тела в трубах котлов, являются следующие. Массовая скорость среды ρw ($\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$) составляет отношение массового расхода G ($\text{кг}/\text{с}$) через трубу к площади f (м^2) ее поперечного сечения:

$$\rho w = G/f.$$

Массовая скорость среды характеризует охлаждающую способность потока. Рекомендуемые значения ρw для поверхностей нагрева котлов приведены ниже, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Конвективный экономайзер:	
некипящий, котлов типа Е и П	500—600
кипящий, котлов типа Е	800
котлов СКД	900—1000
Радиационный экономайзер высокого давления	
Переходная зона	1000—1200
Конвективный промежуточный перегреватель	800—1100
Перегреватель высокого давления:	
конвективный	250—350
ширмовый	700—1300
радиационный	800—1300
НРЧ котлов СКД при сжигании:	
мазута и газа	1000—1500
твердого топлива, включая АШ	до 3000
СРЧ котлов при сжигании твердого топлива	
ВРЧ котлов при сжигании:	1400—2200
мазута и газа	1100—1500
твердого топлива, включая АШ	1500—1800
	1000—1500

Скорость циркуляции w_0 (м/с) — скорость воды при температуре насыщения, соответствующая расходу рабочего тела в трубе:

$$w_0 = G_{\text{см}}/(f\rho'),$$

где $G_{\text{см}}$ — массовый расход пароводяной смеси через трубу, $\text{кг}/\text{с}$; ρ' — плотность воды при температуре насыщения, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Приведенная скорость воды (пара) w'_0 (w''_0), м/с, — скорость, которую имела бы вода (пар), проходя через полное поперечное сечение трубы:

$$w'_0 = G_{\text{в}}/(f\rho'); \quad w''_0 = G_{\text{п}}/(f\rho''),$$

где $G_{\text{в}}$ и $G_{\text{п}}$ — массовый расход воды и пара через трубу, $\text{кг}/\text{с}$; ρ'' — плотность пара, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При движении пароводяной смеси в вертикальной трубе истинные скорости воды $w_{\text{в}}$ и пара $w_{\text{п}}$ неодинаковы. В восходящем потоке пар движется быстрее ($w_{\text{п}} > w_{\text{в}}$), а при опускном — медленнее ($w_{\text{п}} < w_{\text{в}}$). Разность $w_{\text{п}} - w_{\text{в}}$ называют относительной скоростью пара $w_{\text{р}}$.

Скорость пароводяной смеси $w_{\text{см}}$ (м/с) — отношение объемного расхода смеси в трубе к площади ее поперечного сечения:

$$w_{\text{см}} = (V_{\text{п}} + V_{\text{в}})/f = w'_0 + w''_0,$$

где $V_{\text{п}}$ и $V_{\text{в}}$ — объемные расходы пара и воды, $\text{м}^3/\text{с}$.

Массовое паросодержание x — массовая доля расхода пара в потоке пароводяной смеси при $w_{\text{п}} = w_{\text{в}}$:

$$x = G_{\text{п}}/G_{\text{см}}.$$

Объемное расходное паросодержание β — объемная доля расхода пара в потоке пароводяной смеси при $w_{\text{п}} = w_{\text{в}}$:

$$\beta = \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{п}} + V_{\text{в}}} = \frac{1}{1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho''}{\rho'}}.$$

Истинное (напорное) паросодержание ϕ — доля сечения трубы, занятая паром f_n :

$$\phi = f_n / f = (\omega_{см} / \omega_n) \beta.$$

Движение рабочей среды в трубе сопровождается падением полного давления. Потери энергии потока обусловлены следующим:

действием сил вязкости (сопротивление трения);

образованием вихрей в потоке, вследствие отрыва пограничного слоя при изменении диаметра трубы или ее конфигурации (потери давления в местных сопротивлениях);

ускорением потока, вызванным изменением его удельного объема при обогреве (потери давления от ускорения);

потерями напора при подъеме рабочей среды (нивелирная составляющая потери напора).

Разность полного давления Δp (перепад давлений) между двумя фиксированными сечениями трубы обычно представляют в виде суммы перепадов от сопротивления трения $\Delta p_{тр}$, местных сопротивлений Δp_m , ускорения Δp_y и нивелирного напора Δp_n

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_m + \Delta p_y \pm \Delta p_n. \quad (36)$$

Сопротивление трения при движении среды в трубе постоянного диаметра

$$\Delta p_{тр} = 0,5 \lambda_0 l \omega^2 \rho, \quad (37)$$

где $\lambda_0 = \lambda / d$ — приведенный коэффициент сопротивления трением, $1/m$; l — длина трубы, m ; λ — коэффициент сопротивления трением, зависящий от шероховатости поверхности трубы.

Потери давления на отдельных участках рассчитывают по зависимости аналогичной (37), с заменой произведения $\lambda_0 l$ на коэффициент местного сопротивления ξ . Величина последнего определяется с помощью экспериментальных данных.

Потери давления от ускорения рабочего тела для установившегося потока

$$\Delta p_y = \rho \omega (\omega_n - \omega_k) = \rho \omega^2 (v_n - v_k), \quad (38)$$

где v_k и v_n — удельные объемы рабочего тела соответственно в конечном и начальном сечениях трубы, m^3/kg .

Нивелирная составляющая потери напора при движении среды в вертикальной трубе

$$\Delta p_n = \rho g h, \quad (39)$$

где ρ — средняя плотность среды, kg/m^3 , на участке высотой h .

Величина ее принимается положительной при расчете перепада полных давлений для случая подъемного движения среды и отрицательной — для опускного движения.

Гидравлическая характеристика контура (рис. 109) — зависимость перепада полных давлений, возникающих в трубе (гидравлическом контуре) при движении рабочей среды в ней, от ее расхода

$\Delta p = f(\rho \omega)$. Эту характеристику широко используют при оценке устойчивости движения рабочей среды, т. е. сохранении во времени постоянства расхода через трубу в парообразующих трубах котлов.

Движение в трубе (гидравлическом контуре) будет устойчивым, если гидравлическая характеристика ее (его) однозначна (кривая 1), т. е. каждому перепаду давлений соответствует только один расход рабочей среды. Если перепаду давлений соответствует два или более различных расхода, то гидравлическая характеристика неоднозначна (кривая 2), а движение среды в трубе будет неустойчиво. Возникновение такого режима связано в вертикальных парообразующих трубах с действием нивелирного напора, а в горизонтальных с большой разностью удельных объемов в конечном и начальном сечениях трубы.

Определяющим фактором вида гидравлической характеристики, а следовательно, устойчивости движения среды, в горизонтальных парообразующих трубах является температура рабочей среды на входе в обогреваемую трубу.

При температуре среды на входе, близкой или равной температуре насыщения, гидравлическая характеристика однозначна (движение устойчиво) и описывается квадратичным уравнением вида

$$\Delta p = B (\rho \omega)^2 + C (\rho \omega). \quad (40)$$

При температуре воды на входе, существенно меньшей температуры насыщения, гидравлическая характеристика может быть как однозначной, так и многозначной, при этом она описывается уравнением третьей степени

$$\Delta p = A (\rho \omega)^3 + B (\rho \omega)^2 + C (\rho \omega). \quad (41)$$

В формулах (40) и (41) коэффициенты A , B , C зависят от давления смеси, конструкции трубы, интенсивности обогрева и энthalпии воды на входе.

Более сложная зависимость $\Delta p = f(\rho \omega)$ при $t_{вх} < t'$ связана с тем, что парообразование начинается не у входа, как при $t_{вх} = t'$, а на некотором расстоянии от него. В этом случае условно труба делится на два участка: экономайзерный и парообразующий, протяженность и гидравлическое сопротивление которых меняются в зависимости от соотношения расходов воды и теплоты. Так, при постоянном обогреве трубы по мере увеличения расхода воды в ней удлиняется экономайзерный участок и повышается его

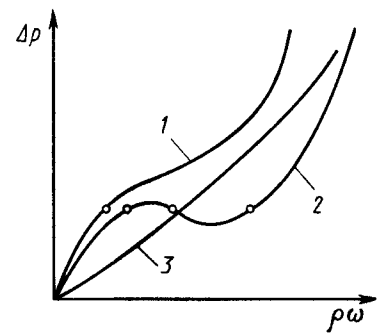


Рис. 109. Гидравлическая характеристика контура:
1 — однозначная (устойчивая); 2 — неоднозначная (неустойчивая); 3 — трубы с дроссельной шайбой

гидравлическое сопротивление $\Delta p_{\text{эк}}$. Одновременно с этим падает сопротивление парообразующего участка $\Delta p_{\text{и}}$. Сочетание величин $\Delta p_{\text{эк}}$ и $\Delta p_{\text{и}}$, определяющих суммарное сопротивление трубы, может приводить к тому, что в определенном диапазоне расходов суммарное сопротивление трубы будет возрастать или падать, обуславливая при этом однозначную или многозначную (нестабильную) характеристику. Если характеристика многозначна, то расход в трубе может изменяться с периодической выдочкой пароводяной смеси различного паросодержания. Некоторые из этих режимов могут оказаться опасными, поскольку при них не будет обеспечиваться надежность охлаждения труб.

Вид характеристики можно изменить, если на экономайзерном участке трубы ввести дополнительное сопротивление (обычно это делается путем установки на входе в трубу дроссельной шайбы), изменяющееся с расходом по квадратичному закону (кривая 3, рис. 109). Суммированием исходной и дополнительной характеристик получают стабильную характеристику.

В вертикальных трубах (панелях) с подъемным или подъемно-опускным движением и малым числом ходов (П, U и N-образные панели) гидравлическая характеристика, так же как и у горизонтальных труб (панелей), определяется величиной недогрева воды до кипения на входе в панель и давлением рабочего тела. При этом существенное влияние на ее вид оказывает величина нивелирного напора $\Delta p_{\text{н}}$. Влияние $\Delta p_{\text{н}}$ тем больше, чем меньше гидравлическое сопротивление трубы, причем в зависимости от конструктивной формы панелей и направления движения среды в ней, характер проявления $\Delta p_{\text{н}}$ различен.

В одноходовой вертикальной панели нивелирный напор с подъемным движением рабочего тела препятствует движению, а с опускным способствует. В первом случае (рис. 110, а) движение устойчиво, так как каждому значению перепада Δp соответствует только один определенный расход $\rho\omega$. Во втором (рис. 110, б) оно неустойчиво, ибо при одном значении перепада давлений расход рабочего тела может быть разным. Причем зона многозначности в реальных панелях охватывает большой диапазон изменения массовых скоростей [от 1000 до 2000 кг/(м²·с)].

Итак, при подъемном движении нивелирный напор $\Delta p_{\text{н}}$ повышает устойчивость движения в трубах, а при опускном, наоборот, ослабляет. В этом отношении U-образная схема лучше П-образной, так как выходной участок с большим паросодержанием имеет подъемное движение, в котором влияние нивелирного напора $\Delta p_{\text{н}}$ положительно. У N-образной схемы с нижним расположением входного коллектора, в которой на один опускной участок приходится два подъемных, гидравлическая характеристика более стабильна.

В целом панели с малым числом ходов имеют характеристику многозначную или недостаточно устойчивую. С увеличением числа ходов ослабляется влияние нивелирного напора и возрастает влия-

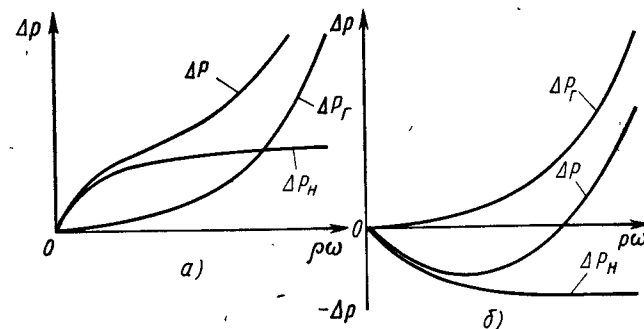


Рис. 110. Гидравлическая характеристика вертикальной трубы с движением рабочего тела:

а — подъемным, $\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_n$; б — опускным, $\Delta p = \Delta p_f - \Delta p_n$

ние гидравлического сопротивления на гидравлическую характеристику. При числе ходов 8—10 гидравлическая характеристика многоходовой системы приближается к гидравлической характеристике горизонтальных испарительных труб.

В связи с тем, что трубы поверхностей нагрева гидравлически связаны между собой, процессы в них оказывают взаимное влияние друг на друга. Для обеспечения надежности работы поверхности важно, чтобы все параллельные трубы работали в расчетных (средних) условиях. Однако ввиду различий диаметров, длин и шероховатости поверхностей труб, коллекторных эффектов (неравномерность распределения давления по длине входного и выходного коллекторов) расход среды по трубам различен, а следовательно, энтальпии потоков на выходе из них неодинаковы. В некоторых трубах возможен даже опасный температурный режим. Это наиболее характерно для поверхностей нагрева котлов большой мощности.

Тепловая и гидравлическая неравномерность труб являются одной из причин возникновения опасных температурных условий работы отдельных (развернутых) труб. Отклонение расхода и энтальпии среды на выходе от средних значений обычно характеризуют с помощью коэффициентов гидравлической и тепловой разверки.

Коэффициентом тепловой разверки ρ_g называют отношение приращения энтальпии Δi_t рабочего тела в отдельной трубе к среднему значению приращения энтальпии $\Delta i_{\text{ср}}$ в поверхности нагрева:

$$\rho_g = \Delta i_t / \Delta i_{\text{ср}},$$

где $\Delta i_{\text{ср}} = i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}}$; $i_{\text{вых}}$ и $i_{\text{вх}}$ — энтальпия рабочей среды соответственно на выходе и входе в данную поверхность нагрева.

Коэффициент гидравлической разверки ρ_r — отношение расходов рабочего тела в отдельной трубе G_t к среднему $G_{\text{ср}}$:

$$\rho_r = G_t / G_{\text{ср}}.$$

Если поверхность нагрева выполнена из труб одного диаметра, то

$$\rho_r = (\rho\omega)_r / (\rho\omega)_{cp}.$$

Развертки между отдельными трубами поверхности могут быть вызваны ошибками проектирования, изготовления и монтажа котла или могут возникать при его работе.

Тепловая неравномерность может быть следствием шлакования отдельных труб поверхностей нагрева (сильно зашлакованная труба получает теплоты значительно меньше, чем чистая), изменением обогрева при смещении ядра факела, сопровождающегося перекосом температурных полей в топке и газоходах. Величина тепловой неравномерности оценивается коэффициентом неравномерности тепловосприятия η_r , равным отношению среднего удельного тепловосприятия q_r развернутой трубы к среднему удельному тепловосприятию q_{cp} трубы поверхности нагрева:

$$\eta_r = q_r / q_{cp}.$$

Гидравлическая неравномерность является следствием неодинаковых гидравлических сопротивлений труб и коллекторного эффекта. Гидравлическая неравномерность характеризуется коэффициентом гидравлической неравномерности η_r , равным отношению полного коэффициента гидравлического сопротивления z_r развернутой трубы к полному коэффициенту z_n гидравлического сопротивления поверхности

$$\eta_r = z_r / z_n.$$

Допустимая тепловая разверка устанавливается исходя из конкретных условий работы каждой поверхности нагрева. Так, для пароперегревателей, выходные участки труб которых работают в тяжелых температурных условиях, ее величина не должна превышать 15 % общего тепловосприятия пароперегревателя. Поэтому для повышения надежности работы металла труб пароперегревателя его трубную систему обычно секционируют по тракту пара. Для экономайзеров, располагаемых в области умеренных температур, тепловая разверка может достигать 50 % и даже быть больше. Секционирование экономайзера по тракту не обязательно. В парообразующих трубах ввиду опасности ухудшения температурного режима, особенно при интенсивном обогреве температурная разверка не должна превышать 20—40 %.

Как уже отмечалось, на равномерность распределения рабочей среды по отдельным трубам поверхности нагрева может влиять способ подвода и отвода рабочего тела к входному (раздающему) и выходному (собирающему) коллекторам. В котлостроении применяют сосредоточенный (торцовый) и рассредоточенный (радиальный) подвод (отвод).

При торцовом соединении подводящих и отводящих труб статическое давление по длине коллектора по мере снижения ско-

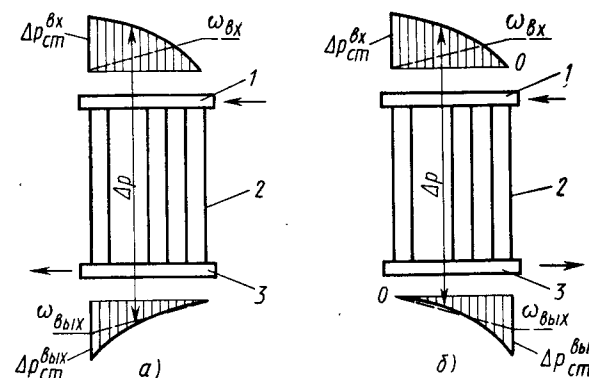


Рис. 111. Распределение давления в трубной поверхности нагрева с торцовым подводом и отводом рабочего тела к ее коллекторам при включении поверхности:

а — по Z-схеме; б — по П-схеме; 1 — входной (раздающий) коллектор; 2 — змеевик; 3 — выходной (сборный) коллектор

рости возрастает. Общий перепад Δp давлений в трубах определяется сопротивлением змеевиков $\Delta p_{зм}$ и изменением статического давления $\Delta p_{ст}^{вх}$ во входном и $\Delta p_{ст}^{вых}$ выходном коллекторах: $\Delta p = \Delta p_{зм} + \Delta p_{ст}^{вх} + \Delta p_{ст}^{вых}$. Соединение выполняют по двум схемам: Z-и П-схеме. В Z-схеме (рис. 111, а) крайние левые трубы работают с меньшим, а крайние правые с большим перепадом давлений. Соответственно, через левые трубы расход среды будет меньше, чем через правые. В П-схеме (рис. 111, б) перепад давлений в трубах крайних левых и правых змеевиков будет определяться разностью статических напоров во входном $\Delta p_{ст}^{вх}$ и выходном $\Delta p_{ст}^{вых}$ коллекторах. Как правило, их значения невелики. В связи с этим влиянием изменения давления по длине коллектора на распределение среды по трубам пренебрегают.

В схеме с рассредоточенным подводом (отводом) рабочего тела его скорость ω вдоль коллектора меньше и перепады давлений в трубах отличаются незначительно.

Неравномерность распределения расхода по трубам во всех схемах тем меньше, чем больше сопротивление трубы по сравнению с изменением давления в коллекторе. В экономайзерах и парообразующих поверхностях нагрева ввиду малого удельного объема воды осевая скорость в коллекторе незначительна, поэтому изменение давления по длине коллектора по сравнению с гидравлическим сопротивлением труб получается пренебрежимо малым. Заметное его влияние на равномерность раздачи среды наблюдается в перегревателях, в первую очередь вторичного пара, поскольку сопротивление трубной системы относительно невелико, а изменение давления вдоль коллектора значительно ввиду большой скорости пара в нем.

При эксплуатации котла его гидравлический режим подвержен воздействию различных случайных возмущений, способных нарушить устойчивое движение среды. При этом могут возбуждаться пульсации двух видов: общекотловые и межвитковые.

Общекотловые пульсации представляют собой колебания расходов рабочей среды в отдельных поверхностях нагрева, контуре и в котле в целом. Возникают они при изменении режима обогрева труб, давления, расхода и температуры питательной воды. В трубах поверхностей параметры рабочего тела изменяются синхронно. Как правило, эти колебания являются затухающими. После устранения возмущения они прекращаются.

В случае межвитковых пульсаций колебания расхода возникают в отдельных параллельных трубах поверхности нагрева, причем они сдвинуты по фазе, так что средний расход и перепад давлений между коллекторами поверхности нагрева не изменяются во времени. Межвитковые пульсации возникают в поверхностях нагрева, в которых имеет место сильное изменение плотности рабочей среды (парообразующие поверхности). В большинстве случаев эти колебания не затухают во времени. При малых расходах среды и значительных амплитудах они представляют большую опасность: вызывают периодическое изменение температуры стенки труб, металл при этом испытывает напряжения усталостного характера. С повышением давления и массовой скорости устойчивость поверхности нагрева к возбуждению межвитковых пульсаций вырастает, однако увеличение теплоотвода, наоборот, ее снижает.

Основным средством повышения устойчивости движения в парообразующих трубах является дросселирование потока на входе.

§ 24. КОМПОНОВКА, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА И ЗАДАЧИ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА

Компоновка котла — взаимное расположение его радиационных и конвективных газоходов (рис. 112). Котлы имеют П-, Т-, U-, башенную и многоходовую компоновки. В отечественной энергетике наибольшее распространение получили П- и Т-образные компоновки (рис. 112, а, б). Топка в них занимает подъемный (радиационный) газоход. В соединительном (горизонтальном) и опускном (конвективном) газоходах расположены перегреватели, экономайзеры, выносные переходные зоны, трубчатые воздухоподогреватели. Для котлов типа Е возможна компоновка с совмещением стен радиационного и конвективного газоходов. Преимуществом П- и Т-образных компоновок является возможность размещения тяжелого тягодутьевого оборудования на нулевой отметке. В результате каркас котла или здания освобождается от вибрационных нагрузок, возникающих при работе дымососов и вентиляторов. Для очистки поверхностей нагрева, расположенных в опускном газоходе, от загрязнений может быть применена дробеочистка.

П-образная компоновка, по сравнению с Т-образной, позволяет получить несколько меньшую в плане площадь котельной ячейки, металлоемкость каркаса и расход теплоизоляции на обмуровку, более простую схему трассировки паро- и водопроводов. Благодаря меньшей поверхности стен опускного конвективного газохода облегчается его газоплотное исполнение.

Основным недостатком П-образной компоновки является существенная неравномерность полей концентрации золы и скорости в конвективном газоходе при повороте потока газов. С увеличением высоты соединительного газохода эта неравномерность возрастает. В связи с этим для твердых топлив область применения П-образной компоновки ограничена паропроизводительностью котла $D \leq 1000$ т/ч, а при многозольных и абразивных топливах $D \leq 420 \div 670$ т/ч.

Т-образная компоновка при такой же, как у П-образной компоновки, средней скорости газов позволяет вдвое уменьшить высоту соединительного газохода и снизить тем самым неравномерность полей скорости и концентрации золы после поворота потока. При этом несколько сокращается высота котла и соответственно здания котельной. Облегчаются условия компоновки поверхностей нагрева перегревателей и экономайзера. Область приме-

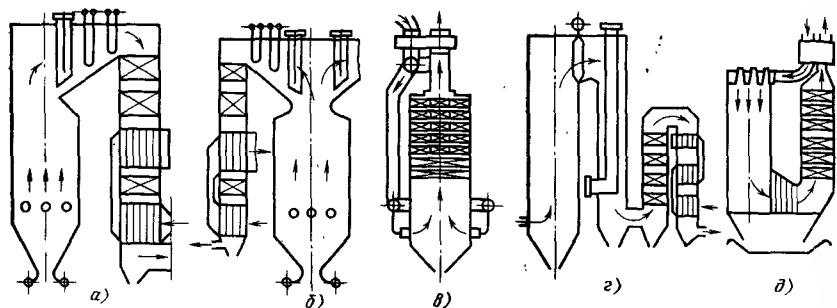


Рис. 112. Компонки котлов:

а — П-образная; б — Т-образная; в — башенная; г — многоходовая; д — U-образная

нения — пылеугольные котлы паропроизводительностью $D \geq 670$ т/ч.

Башенная компоновка (рис. 112, в) наиболее эффективна при сжигании под наддувом газа, мазута и многозольных углей. Отличается удобством обслуживания горелок и минимальными (в плане) размерами котельной ячейки. Скоростные и зольные поля равномерны по сечению газохода, нет зон с повышенным локальным абразивным износом труб ввиду отсутствия поворота потока продуктов сгорания. К недостаткам следует отнести: резкое увеличение высоты котла; усложнение монтажа; наличие ничем не занятого опускного газохода большой длины и размеров; дополнительные статические и динамические нагрузки от тяго-дутьевых машин на каркас котла; несколько большую протяженность паро- и водопроводов. Очистка поверхностей нагрева от загрязнений водяная или паровая. Такую компоновку применяют для котлов паропроизводительностью $D \leq 300$ т/ч или $D \geq 500$ т/ч.

Многоходовая компоновка (рис. 112, г) котла является конструктивно более сложной и оправдана лишь при сжигании многозольных низкокалорийных топлив типа сланцев.

U-образная компоновка (рис. 112, д) позволяет создать условия хорошего заполнения топki факелом. Вследствие низкого расположения перегревателей протяженность паропроводов до турбины минимальна. К недостаткам такой компоновки следует отнести то, что дымососы, вентиляторы крепятся к каркасу котла, топливо необходимо подавать на большую высоту. U-образная компоновка применяется на котлах паропроизводительностью $D \leq 670$ т/ч.

Тепловая схема котла — совокупность технических решений по последовательности расположения в газовом тракте поверхностей нагрева, организации движения в них продуктов сгорания, рабочего тела, воздуха и выбору способа регулирования температуры перегрева пара.

На рис. 113 приведены тепловые схемы котлов с естественной циркуляцией и прямоточного на сверхкритическое давление пере-

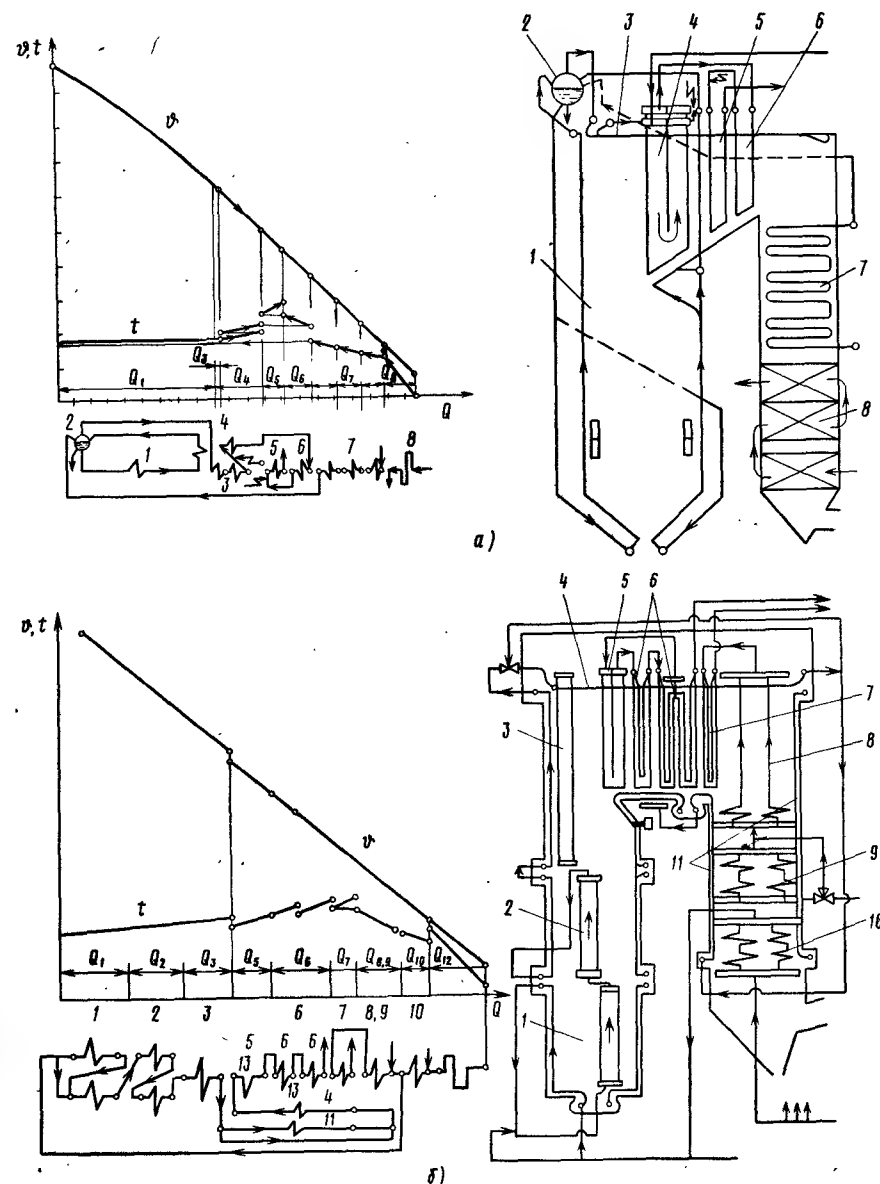


Рис. 113. Тепловая схема котла:

а — Е-320—13,8—560Т; б — прямоточного на СКД

гретого пара для различных топлив. Из приведенных данных видно, что тип котла, рост параметров пара, наличие промежуточного перегрева, число ступеней подогрева воздуха оказывают существенное влияние на тепловую схему. На размещение поверх-

ностей нагрева, температурный уровень в них газов влияют свойства топлива и условия работы труб. Определенное влияние оказывает и принятый способ поддержания постоянства температуры перегрева.

Тепловой расчет котла может быть двух видов: конструкторский и поверочный. Различие между ними заключается в целях, исходных и искомых величинах.

При конструкторском расчете в соответствии с принятой тепловой схемой котла искомой является площадь поверхности нагрева. При этом из условия надежной и экономичной работы котла и каждого его элемента принимаются температуры продуктов сгорания (газов) рабочего тела и воздуха. Предварительно задается компоновка трубных поверхностей нагрева (продольный S_1 и поперечный S_2 шаг, диаметр d трубы), скорости газа w_r , воздуха w_v , массовая скорость рабочего тела ρw .

Результаты конструкторского расчета служат исходными данными для проведения прочностных, аэродинамических и гидравлических расчетов, выбора вспомогательного оборудования.

При поверочном расчете котла промежуточные температуры газа и рабочего тела, включая температуру ϑ_{yx} уходящих газов и $t_{гв}$ горячего воздуха, неизвестны. Величиной ϑ_{yx} предварительно задаются. Затем рассчитывают воздухоподогреватель, топку, пароперегреватели, экономайзер. При двухступенчатом подогреве воздуха рассчитывают последовательно первые ступени воздухоподогревателя, экономайзера и вторую ступень воздухоподогревателя.

Полученная температура газов перед воздухоподогревателем не должна отличаться больше, чем на $\pm 10^\circ\text{C}$ от принятой температуры. В противном случае расчет повторяется с новым принятым значением ϑ_{yx} .

Поверочный и конструкторский расчеты ведутся в соответствии с нормативным методом расчета котлов.

§ 25. РАСЧЕТ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

Объем топki принятой или заданной конструкции определяют в соответствии со схемами рис. 114. Границами объема являются плоскости, проходящие через оси экранов или обращенные в топку поверхности огнеупорного слоя. В выходном сечении объем топki ограничен поверхностью, проходящей через оси труб первой по ходу газов поверхности (ширмы, фестонированного перегревателя, фестона). Если шаг между ширмами $S_1 > 0,7$, то объем, занятый ширмами, включают в объем топki. При прямоугольном в плане сечении топki ее объем, м^3 ,

$$V_T = F_6 a_T, \quad (42)$$

где F_6 — поверхность бокового экрана, м^2 ; a_T — ширина топki по фронту, м .

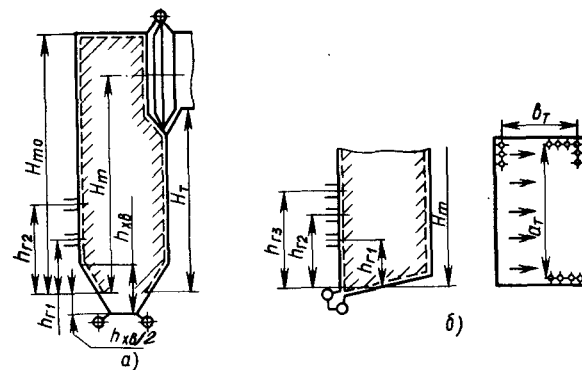


Рис. 114. Схемы для определения границ объемов топki: а — для ТШУ; б — для газа, мазута и ЖШУ

Площадь поверхности $F_{ст}$ стен топki рассчитывают, используя схемы рис. 114. При наличии двусветных экранов, а также ширм, входящих в объем топki, их поверхность включают в общую полную поверхность топki.

При расчете топок обычно используют лучевоспринимающую поверхность нагрева, м^2 ,

$$H_{л} = \sum (F_{пл i} x_i), \quad (43)$$

где $F_{пл i}$ — площадь поверхности стен топki занятой i -м экраном, м^2 , x_i — угловой коэффициент экрана, характеризующий долю теплового потока, излучаемого факелом на стены (см. рис. 115).

Суммирование поверхностей отдельных экранов проводят в том случае, если их конструктивное исполнение в топке (шаг, диаметр, покрытие огнеупорным слоем, местоположение теплоизоляции по отношению к трубам) различно.

Высокая степень использования поверхности в радиационном теплообмене достигается путем уменьшения шага между трубами ($S/d = 1,06 \div 1,07$) и применения цельносварных экранов, для которых $x_i = 1$. Значение $x_i = 1$ — для экранов, покрытых огнеупорной обмазкой, а также при определении лучевоспринимающей поверхности выходного окна топki.

При расчете величины $F_{пл i}$ из площади полной поверхности экрана $F_{ст i}$ исключают площадь f_i незранированных участков (амбразуры горелок, лючки, газосообщающие окна двусветных экранов):

$$F_{пл i} = F_{ст i} - f_i. \quad (44)$$

Отношение лучевоспринимающей поверхности стен топki к ее полной называют степенью экранирования,

$$\kappa = H_{л}/F_{ст}. \quad (45)$$

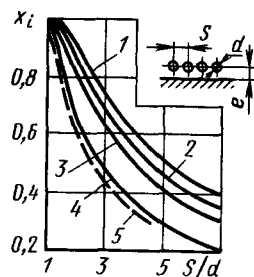


Рис. 115. Зависимости для определения углового коэффициента экрана:
1 — $\epsilon = 1,4d$; 2 — $\epsilon = 0,8d$; 3 — $\epsilon = 0,5d$; 4 — $\epsilon = 0$ с учетом излучения обмуровки и $\delta - \epsilon > 1,4d$ без учета излучения обмуровки

Для современных котлов большой паропроизводительности степень экранирования $\kappa = 0,96 \div 0,98$. У котлов малой мощности, где экранами покрыты не все стены топки, величина κ заметно меньше.

§ 26. ТЕПЛООБМЕН В ТОПКЕ

В большинстве топок, за исключением топок циклонного или вихревого типа, передача теплоты рабочему телу, движущемуся в трубах, осуществляется благодаря лучистому отводу теплоты от высокотемпературных продуктов сгорания к поверхностям экранов. Ввиду малой скорости продуктов сгорания в радиационном газоходе конвективной составляющей теплового потока обычно пренебрегают. Излучательная способность факела в основном определяется составом продуктов сгорания и температурным уровнем процесса горения. Наибольшей излучательной способностью обладает пламя мазутного факела. На начальной стадии процесса горения мазута наблюдается образование большого количества частиц сажи. Обычно такой факел называют светящимся. Наименьшее излучение у факела, состоящего из трехатомных газов CO_2 и H_2O , получаемого при сжигании газа. Такой факел называют несветящимся.

Лучистый теплообмен в топке описывается законом Стефана-Больцмана, согласно которому удельный тепловой поток, падающий на экраны, кВт/м^2

$$q_{\text{п}} = c_0 \epsilon_{\text{ф}} (T_{\text{ф}}/100)^4, \quad (46)$$

где $c_0 = 5,67 \cdot 10^{-11}$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $\text{кВт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $T_{\text{ф}}$ — средняя температура факела, К; $\epsilon_{\text{ф}}$ — коэффициент теплового излучения (степень черноты) топки.

Величина $\epsilon_{\text{ф}}$ равна отношению теплового потока q собственного излучения тела к тепловому потоку q_0 излучения абсолютно черного тела при одинаковой температуре.

Тепловая эффективность экранов вводится для оценки влияния на теплообмен труб экранов топок слоя отложений продуктов сгорания. Температура наружного загрязненного слоя вследствие значительных тепловых потоков, излучаемых факелом, очень высокая. Поскольку слой отложений и материал труб не являются абсолютно черными телами (коэффициент теплового излучения отложений и труб меньше 1), часть падающего на них теплового потока $q_{\text{п}}$ отражается от них. Отраженный тепловой поток называют эффективным ($q_{\text{э}}$). Он состоит из теплового потока $q_{\text{с}}$ собст-

20. Коэффициент ξ загрязнения лучевоспринимающих поверхностей экранов

Тип экрана	Топливо	Коэффициент ξ
Открытый гладкотрубный и плазменный	Г	0,65
	М	0,55
	Шлакующие К и Б, фрезерный Т	0,45 *
	Нешлакующий К (типа экибастузского) при $R_{90} > 20\%$	0,5
	То же, при $R_{90} < 15\%$	$0,6 - \frac{1,25}{\omega_{\text{Г}}}$
	АШ и ПА при $\Gamma^{\text{н}} < 12\%$, тощий уголь при $\Gamma^{\text{н}} < 8\%$	0,45
	Сланцы северо-западного месторождения	0,25
	Бурый уголь $W^{\text{п}} > 14\%$ кг/кДж при газовой сушке с прямым вдуванием	0,55
	Все виды топлива при слоевом сжигании	0,6
	Все топлива	0,2
Ошпированный, покрытый огнеупорной массой в топках с ТШУ	То же	0,1
Закрытый шамотным кирпичом		

* Рекомендуемые значения действительны при средней температуре факела $T_{\text{ф}} = \sqrt{T_{\text{а}} T_{\text{г}}} = 1750$ К. При других значениях $T_{\text{ф}}$ вводится поправка $\Delta \xi_{\text{т}} = 0,35 \Delta T_{\text{ф}}/100$. Максимальное значение $\xi_{\text{max}} \leq 0,55$, а минимальное $\xi_{\text{min}} = 0,4$.

венного излучения слоя отложений и отраженного экранами потока $q_{\text{от}}$, кВт/м^2 ,

$$q_{\text{э}} = q_{\text{с}} + q_{\text{от}}.$$

В зависимости от вида топлива и конструкции экрана $q_{\text{э}}$ составляет 35—90 % величины $q_{\text{п}}$. Разность $q_{\text{п}} - q_{\text{э}}$ называют воспринятым тепловым потоком излучения,

$$q_{\text{л}} = q_{\text{п}} - q_{\text{э}}.$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана

$$\psi = q_{\text{л}}/q_{\text{п}}. \quad (47)$$

Коэффициент ψ равен произведению углового коэффициента $\chi_{\text{э}}$ экрана на коэффициент ξ , учитывающий наличие отложений.

$$\psi = \xi \chi_{\text{э}}. \quad (48)$$

Значения ξ для топок с ТШУ приведены в табл. 20. Для ошпированных экранов

$$\xi = b (0,53 \div 0,2 t_3 / 1000), \quad (49)$$

где t_3 — температура плавления шлака, °С, $b = 1$ для однокамерных и двухкамерных топок, $b = 1,2$ для полукотловых топок.

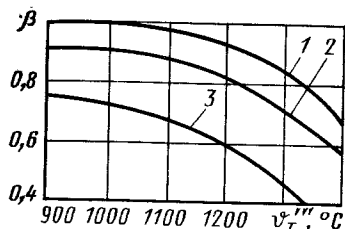


Рис. 116. Зависимости коэффициента β от вида топлива и температуры θ_T' газов в топке: 1 — твердое топливо; 2 — мазут; 3 — газ

Если экраны имеют разный угловой коэффициент χ_i или ими покрыта только часть стен топки, то

$$\psi_{\text{ср}} = \sum \psi_i F_{\text{ст}i} / F_{\text{ст}} \quad (50)$$

Суммирование ведется по участкам, в пределах которых $\psi = \text{const}$. Для неэкранированных участков стен (горелки, летки, лазы, лючки) $\psi = 0$.

Для плоскости, отделяющей топку от ширм, учитывают взаимный теплообмен между топкой и ширмами:

$$\xi_{\text{ш}} = \xi \beta. \quad (51)$$

Зависимости коэффициента β от температуры θ_T' газов в топке и вида топлива приведены на рис. 116.

При включении ширм в объем топки $\psi_{\text{ср}}$ находят в соответствии с рекомендациями нормативного метода расчета котла.

Тепловое излучение факела: согласно закону Бугера тепловой поток q , проходя в топке некоторое расстояние S , поглощается средой, уменьшаясь на величину, пропорциональную коэффициенту κ поглощения. Удельный тепловой поток

$$q = q_0 e^{-\kappa S}, \quad (52)$$

где q_0 — тепловой поток при $S = 0$.

В соответствии с законом Кирхгофа для всех тел, независимо от их физических свойств, отношение плотности потока собственного излучения к его поглотительной способности при одинаковых температурах и длине волны излучения является величиной постоянной и равной плотности потока излучения абсолютно черного тела. Из уравнений (46) и (52) коэффициент теплового излучения топки

$$\varepsilon_{\text{ф}} = q_{\text{п}}/q_0 = (q_0 - q)/q_0 = 1 - e^{-\kappa S}. \quad (53)$$

Излучение газов происходит во всех направлениях. Для оценки его эффективности вводят некоторую среднюю величину — толщину $S_{\text{г}}$ излучающего слоя. Величина $S_{\text{г}}$ связана с объемом, в котором происходит излучение, и ограждающей его поверхностью соотношением

$$S = S_{\text{г}} = 3,6V/F. \quad (54)$$

Для топки $V = V_{\text{т}}$ и $F = F_{\text{ст}}$

$$S = 3,6V_{\text{т}}/F_{\text{ст}}. \quad (55)$$

Коэффициент κ поглощения (ослабления) излучения в топке зависит от вида топлива, его характеристик и условий сжигания, давления газов в топке:

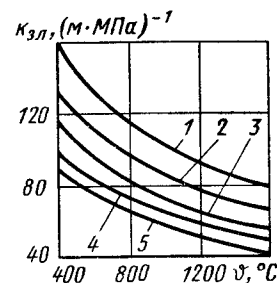
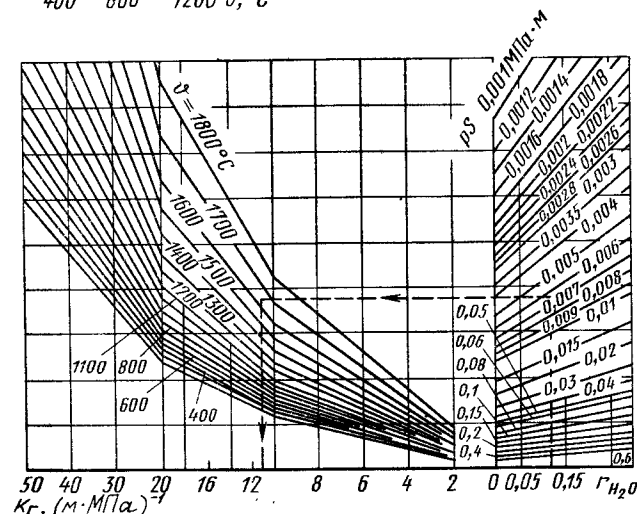


Рис. 117. Зависимости для определения коэффициентов $\kappa_{\text{эл}}$ ослабления лучей частицами золы и κ_T топочными газами:

1 — циклонные топки; 2 — угли при размоле в ШБМ; 3 — угли, размоленные в среднеходной мельнице, ММ и мельнице-вентиляторе; 4 — дробленка при сжигании в циклонах, слоевые топки; 5 — фрезерный торф



для твердого топлива

$$\kappa = (\kappa_T r_{\text{п}} + \kappa_{\text{эл}} \mu_{\text{эл}} + \kappa_{\text{н}} \chi_1 \chi_2) p; \quad (56)$$

для мазута (светящегося факела)

$$\kappa = (\kappa_T r_{\text{п}} + \kappa_c) p; \quad (57)$$

для газа (несветящегося факела)

$$\kappa = \kappa_T r_{\text{п}},$$

где κ_T , $\kappa_{\text{эл}}$, $\kappa_{\text{н}}$ и κ_c — коэффициенты соответственно ослабления излучения трехатомными газами, частицами золы, кокса и сажи $(\text{м} \cdot \text{МПа})^{-1}$, $\kappa_{\text{эл}}$ и κ_T — определяется по рис. 117; $r_{\text{п}} = r_{\text{RO}_2} + r_{\text{H}_2\text{O}}$ — суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания; $\mu_{\text{эл}}$ — безразмерная концентрация золы в дымовых газах; $\kappa_{\text{н}} = 1$; $\chi_1 = 1$ для топлив с $V_{\text{г}} = 15\%$ и $\chi_1 = 0,5$ для остальных топлив; $\chi_2 = 0,1$ при камерном способе сжигания; $\chi_2 = 0,03$ при слоевом способе сжигания; p — давление продуктов сгорания в топке.

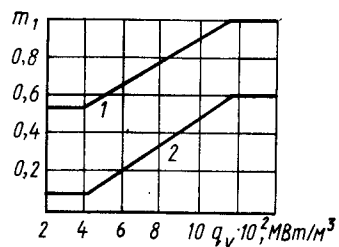


Рис. 118. Зависимости коэффициента m_1 от теплонапряжения q_v топки:

1 — мазут; 2 — газ

Коэффициент ослабления излучения частицами сажи

$$\kappa_c = 0,03 (2 - \alpha_T) \left(1,6 \frac{T''}{1000} - 0,5 \right) \frac{C_p}{H_p},$$

где α_T — коэффициент избытка воздуха в топке; T'' — температура газов на выходе из топки, К; C_p/H_p — отношение содержания углерода и водорода в рабочей массе топлива.

Для газа

$$C_p/H_p = 0,12 \sum (m/n) C_m H_n,$$

где m и n — количество атомов углерода и водорода в соединении; $C_m H_n$ — процентное содержание, например CN_4 , C_2H_6 , в топливе.

Если $\alpha_T > 2$, то $\kappa_c = 0$.

При сжигании газа и мазута коэффициент теплового излучения топки

$$\epsilon_\phi = m_1 \epsilon_{св} + (1 - m_1) \epsilon_T, \quad (58)$$

где $\epsilon_{св}$ и ϵ_T — коэффициенты теплового излучения светящегося [$\kappa = (\kappa_T r_n + \kappa_c) \rho$] или несветящегося ($\kappa = \kappa_T r_n \rho$) факела, заполняющего весь объем топки.

Зависимости коэффициента m_1 от теплонапряжения q_v объема топки приведены на рис. 118.

Допустим, что в топке средняя температура T_ϕ факела, коэффициент ψ тепловой эффективности экранов, излучательная способность ϵ_ϕ факела не меняются во времени. Тогда падающий тепловой поток будет пропорционален величине ϵ_ϕ . Экранами воспринимается лишь часть излучения $\epsilon_\phi \psi$, а оставшаяся часть потока $(1 - \psi) \epsilon_\phi$ будет отражена в топку и поглощена факелом. Доля поглощения составит $(1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi) \epsilon_\phi$.

При повторном излучении экраны воспримут долю потока $\psi \epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)$, а в факел возвратится доля $\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^2 (1 - \psi)$. Процесс будет продолжаться до тех пор, пока не наступит состояние полного теплового равновесия. Результаты расчета этого процесса (в долях) приведены ниже.

Излучение из факела . . . ϵ_ϕ	$\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)$
Тепловой поток, возвращенный в факел $1 - \epsilon_\phi$	$\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^2 (1 - \psi)$
Тепловой поток, воспринятый экраном $\epsilon_\phi \psi$	$\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi) \psi$
Отраженный тепловой поток $\epsilon_\phi (1 - \psi)$	$\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)^2$

Излучение из факела . . . $\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^2 (1 - \psi)^2 \dots \epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^n (1 - \psi)^n$
 Тепловой поток, возвращенный в факел $\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^3 (1 - \psi)^2 \dots \epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^{n+1} (1 - \psi)^n$
 Тепловой поток, воспринятый экраном $\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^2 (1 - \psi)^2 \psi \dots \epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^n (1 - \psi)^n \psi$
 Отраженный тепловой поток $\epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^2 (1 - \psi)^3 \dots \epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi)^n (1 - \psi)^{n+1}$

Приведенная величина теплового излучения топки

$$\epsilon_T = \epsilon_\phi + \epsilon_\phi (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi) + \epsilon_\phi [(1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)]^2 + \dots + \epsilon_\phi [(1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)]^n = \epsilon_\phi \{ 1 + (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi) + (1 - \epsilon_\phi)^2 (1 - \psi)^2 + \dots + [(1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)]^n \}, \quad (59)$$

где $n = 1, 2, 3, \dots$

Сумма членов геометрической прогрессии

$$A_n = \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)]^n = \frac{1 - [(1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)]^n}{1 - (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)}. \quad (60)$$

При любых значениях ϵ_ϕ и ψ и $n \rightarrow \infty$ второй член числителя $[(1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)]^n = 0$. Поэтому

$$A_n = \frac{1}{1 - (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)}. \quad (61)$$

Из (59) и (61) следует, что

$$\epsilon_T = \frac{\epsilon_\phi}{1 - (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi)} = \frac{\epsilon_\phi}{\epsilon_\phi + (1 - \epsilon_\phi) \psi}. \quad (62)$$

Для слоевых топок

$$\epsilon_T = \frac{\epsilon_\phi + (1 - \epsilon_\phi) R/F_{ст}}{1 - (1 - \epsilon_\phi) (1 - \psi) R/F_{ст}}, \quad (63)$$

где R и $F_{ст}$ — площади зеркала горения на решетке и полной поверхности стен топки, m^2 .

Теплообмен в топке рассчитывают двумя методами: среднеинтегральным и позонным. В первом случае теплообмен рассматривается при постоянных средних значениях ψ и ϵ_T в объеме топки. Во втором — при переменных величинах ψ и ϵ_T . Рассмотрим первый метод расчета. Количество теплоты Q_ϕ , переданной излучением от факела с температурой T_ϕ на стены площадью поверхности $F_{ст}$ с температурой T_3 наружного слоя загрязнений и средним коэффициентом $\psi_{ср}$ тепловой эффективности, по закону Стефана-Больцмана

$$Q_\phi = \epsilon_T c_0 \psi_{ср} F_{ст} (T_\phi^4 - T_3^4) / B_p, \quad (64)$$

где ϵ_T и $\psi_{ср}$ определяют по уравнениям (62) или (63) и (50); B_p — расчетный расход топлива, kg/c .

Воспринятое в топке количество теплоты может быть определено из уравнения теплового баланса для газов

$$Q = \phi (Q_T - I_T'), \quad (65)$$

где φ — коэффициент сохранения теплоты, $\varphi = \eta/(\eta + q_6)$; Q_T — полезное тепловыделение в топке, кДж/кг; I_T'' — энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки.

Полезное тепловыделение в топке

$$Q_T = Q_p^p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{в.вн} - Q_{в.вн} + rI_p. \quad (66)$$

Здесь Q_p^p — располагаемая теплота сгорания топлива, кДж/кг; q_3 , q_4 и q_6 — потери теплоты с химическим, механическим недожогом и шлаком, %.

Теплота, вносимая в топку с воздухом (кДж/кг),

$$Q_{в} = (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) I_{гв} + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{хв}. \quad (67)$$

Присосы воздуха в топку $\Delta\alpha_T$ и систему пылеприготовления $\Delta\alpha_{пл}$, избыток воздуха α_T в топке находятся по рекомендациям, приведенным выше; энтальпия $I_{гв}$ теоретически необходимого количества воздуха ($\alpha = 1$) — при температуре $t_{гв}$ на выходе из воздухоподогревателя и $I_{хв}$ холодного воздуха — при $t_{хв} = 30^\circ\text{C}$. Теплота, внесенная в котел с воздухом, подогретым вне агрегата,

$$Q_{в.вн} = \beta'' [I'_{хв} - I_{хв}], \quad (68)$$

где β'' — отношение количества воздуха на входе в воздухоподогреватель к теоретически необходимому; $I'_{хв}$ — энтальпия воздуха на входе в воздухоподогреватель ($t = t_{вп}$).

Комплекс rI_p представляет собой теплоту газов рециркуляции, кДж/кг. Если газы рециркуляции вводятся в верхнюю часть топки, то при расчете Q_T величина rI_p не учитывается. Температуру газов после места ввода рециркуляции находят по уравнению смешения.

Разность количества теплоты, внесенной в топку, и газов на выходе из топки

$$Q_T - I_T'' = (Vc)_T (T_a - T_T''), \quad (69)$$

где $(Vc)_T$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур $T_a - T_T''$, кДж/(кг·К).

Обозначим

$$\theta = T_{ф}/T_a, \quad \theta_T'' = T_T''/T_a, \quad r = 1 - (T_3/T_{ф})^4. \quad (70)$$

Приравняем уравнения (64) и (65). С учетом выражений (69) и (70) получим

$$T_a^4 c_0 \varepsilon_T \psi_{cp} \theta^4 r F_{ст} = \varphi B_p (Vc)_T T_a (1 - \theta_T'') \quad (71)$$

или

$$r \varepsilon_T \theta^4 = \frac{\varphi B_p (Vc)_T}{c_0 \psi_{cp} F_{ст} T_a^3} (1 - \theta_T''). \quad (72)$$

Здесь

$$\frac{\varphi B_p (Vc)_T}{c_0 \psi_{cp} F_{ст} T_a^3} = \text{Bo} - \quad (73)$$

комплекс (число) Больцмана.

21. Коэффициенты A , B и параметра M для топок

Топливо и вид сжигания	Открытых	Полуоткрытых
	A/B	M
Г, М	$\frac{0,54}{0,2}$	0,48
Высокореакционное топливо с ТШУ, слое- вое сжигание	$\frac{0,59}{0,5}$	—
Малореакционное, ЖШУ	$\frac{0,56}{0,5}$	0,46

Это число характеризует меру соотношения между тепло-восприятием топки и количеством теплоты, выделившейся в ней при сгорании топлива при адиабатной температуре T_a и глубине охлаждения топочных газов $(T_a - T_T'')/T_a$.

С учетом (73) получим

$$r \varepsilon_T \theta^4 = \text{Bo} (1 - \theta_T''). \quad (74)$$

Из уравнения (74) при наличии связи между θ и θ_T'' можно установить зависимость между площадью $F_{ст}$ поверхности стен топки и температурой θ_T'' газов на выходе из нее.

В топке температура $T_{ф}$ факела изменяется по его длине, сечению и зависит от большого числа факторов (вид топлива и его расход, способ сжигания, конструкция экранов, компоновка горелок и т. д.). Обычно при расчете топок используют эмпирические уравнения, в которых использованы опытные данные. В нормативном методе расчета теплообмена в однокамерных и полуоткрытых топках применяют эмпирическую зависимость, предложенную А. М. Гурвичем,

$$\theta_T'' = \text{Bo}^{0,6} / (M \varepsilon_T^{0,6} + \text{Bo}^{0,6}). \quad (75)$$

Параметр M учитывает положение максимальных температур (ядра) факела по высоте топки,

$$M = A - Bx_T, \quad (76)$$

где A и B — коэффициенты, зависящие от вида топлива и конструкции топки (табл. 21); $x_T = h_T/H_T$ — уровень положения зоны максимального тепловыделения по высоте топки.

Значение

$$h_T = \sum n_i B_i h_i / \sum n_i B_i, \quad (77)$$

где n_i , B_i и h_i — соответственно число горелок, расход топлива через горелку (кг/с) и уровень расположения горелок i -го яруса, м.

По уравнению (75) можно рассчитать температуру газов на выходе из топки при известной площади поверхности стен и площади поверхности стен, обеспечивающих на выходе из топки заданную температуру ϑ''_T газов (см. табл. 13). В первом случае

$$\vartheta''_T = \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{cp} F_{ст} T_a^3 \epsilon_T}{\Phi B_p (Vc)_T} \right)^{0,6} + 1} - 273; \quad (78)$$

во втором

$$F_{ст} = \frac{B_p \Phi [Q_T - I''_T]}{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{cp} \epsilon_T M T_a^3} \sqrt[3]{\left[\frac{1}{M} \left(\frac{T_a}{T''_T} - 1 \right) \right]^2}. \quad (79)$$

Среднеинтегральный метод расчета позволяет получить осредненный тепловой поток, воспринимаемый экранами,

$$\bar{q}_л = Q_л B_p / F_{ст}. \quad (80)$$

Между тем, для оценки надежности работы металла экранных труб необходимо знать температуры газов и величину $\bar{q}_л$ по высоте топки. Для этой цели используют позонный метод расчета. Сущность его состоит в следующем. Топку по высоте (около 4 м) разбивают на несколько зон (I—IV). Отдельно выделяют зону максимального тепловыделения. Для каждой зоны составляют уравнение баланса энергии с учетом теплоты $Q_{хр}$, выделенной при горении топлива, изменения I' энтальпии газов на входе и I'' на выходе из зоны и теплоты $Q_л$ лучистого теплообмена. При расчете теплоты, переданной экранам, учитывается фактор радиационного теплообмена с зонами, расположенными рядом.

Энтальпия газов на выходе из i -й зоны

$$I''_i = I'_i + Q_{хр i} - Q_{ли}.$$

Для зоны активного горения (зоны I)

$$Q_{хр i} + I'_i = \frac{100}{100 - q_4} Q_{и} \beta_{сг} + Q_в + i_{тл} + r I_p - Q_6,$$

где $\beta_{сг}$ — количество топлива, сгоревшего в зоне.

Потери со шлаком Q_6 определяют по уравнению (25). Остальные обозначения такие же, как в выражении (66).

Для последующих зон

$$Q_{хр i} = Q_{и} \Delta \beta_{сг}.$$

Степень выгорания топлива в зоне $\Delta \beta_{сг} = \beta' - \beta''$ (рис. 119). Теплота, воспринятая экранами,

$$Q_{ли} = \frac{5,67 \cdot 10^{-11}}{B_p} \epsilon_T T^4 (\psi F)_{\psi}.$$

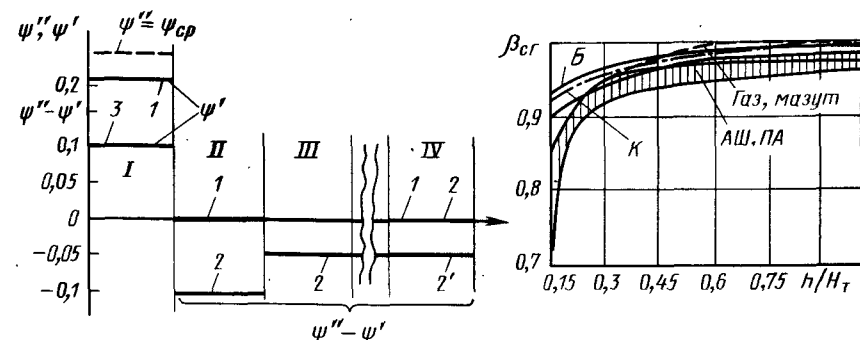


Рис. 119. Зависимости для определения ψ' , ψ'' , $\psi'' - \psi'$ и $\beta_{сг}$:

1 — пылеугольная топка и топка, сжигающая газ; 2 — открытая и полукрытая топка с ЖШУ, камерная топка на мазуте; 2' — то же, если верхняя граница последней зоны расположена на уровне середины выходного окна топки; 3 — топка с ЖШУ и работающая на мазуте

Коэффициент ϵ_T теплового излучения определяется по уравнению (62). Для зоны I средняя температура T берется равной температуре на ее выходе,

$$T = T_1 = T''.$$

Для всех последующих зон

$$T^4 = 0,5 [(T')^4 + (T'')^4].$$

Эффективная лучистая поверхность экранов

$$(\psi F)_{\psi} = F_{ст i} \psi_{ср} + (\psi' - \psi'') F_{с.ср},$$

где $F_{ст i}$ — полная поверхность экранов зоны, м; $\psi_{ср}$ — коэффициент тепловой эффективности, определяют по формуле (50); ψ' и ψ'' — коэффициенты, учитывающие теплообмен излучением соответственно с выше- и нижерасположенными зонами (рис. 119); $F_{с.ср}$ — средняя площадь сечения топочной камеры в зоне, м.

Позонный расчет ведется методом итераций — последовательных приближений. Критерием правильности служит степень согласованности получаемой по этому методу температуры в конце топки ϑ''_T с температурой, определенной на основе среднеинтегрального метода по уравнению (78). Допускаемое расхождение значений температуры ϑ''_T не должно превышать $\pm 30^\circ \text{C}$. Уточнение расчета проводят путем изменения распределения тепловыделения по высоте топки, корректируя величины $\beta_{сг}$ и $\Delta \beta_{сг}$. В первом приближении для оценки тепловосприимчивости η экранов по высоте x_T топки можно воспользоваться рис. 120. Средний тепловой поток по высоте топки

$$\bar{q}_л = \eta B_p Q_л / F_{ст} = \eta \bar{q}_л.$$

Факторами, влияющими на работу топки, можно считать следующие: 1) изменение паропроизводительности D котла; 2) температуру $t_{гв}$ горячего воздуха, присос $\Delta \alpha_T$ воздуха в топку;

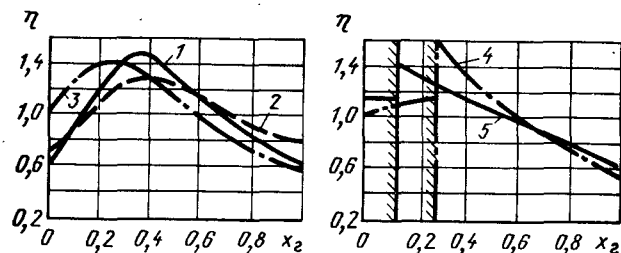


Рис. 120. Изменение неравномерности тепловыделения η по высоте x_2 топки: 1 — АШ, Т, сушенка бурого угля; 2 — бурый уголь; 3 — газ, мазут; 4 — угольная пыль, топки с ЖШУ; 5 — камеры охлаждения двухкамерных топок

3) воздушный режим топки; 4) рециркуляцию газов; 5) изменение влажности W_p ; 6) зольность A_p ; 7) тонкость помола топлива R_{90} ; 8) номинальную паропроизводительность котла.

1. Снижение паропроизводительности котла ведет к уменьшению расхода топлива, подаваемого в топку. Если принять условие неизменности КПД котла, воздушного режима и параметров среды на входе ($i_{пв}$), то из уравнения (78) следует, что величина $\frac{\psi_{ср} F_{ст} \epsilon_T T_a^3}{\phi_{Bp} (Vc)_r}$ будет возрастать. Следовательно, температура на выходе из топки будет снижаться.

2. При увеличении температуры $t_{гв}$ горячего воздуха возрастают полезное тепловыделение Q_T в топке и адиабатная температура T_a горения. Эмиссионное свойство среды остается практически неизменным. При постоянной величине $F_{ст}$ рост Q_T ведет к повышению температуры θ''_T на выходе из топки.

3. Уменьшение избытка воздуха в топке α_T при постоянстве присосов $\Delta\alpha_T$ и $\Delta\alpha_{пл}$ [см. формулу (67)] приводит к уменьшению Q_b , а следовательно, Q_T . Однако объем продуктов сгорания при этом уменьшается, что приводит к росту адиабатной температуры T_a . Объясняется это тем, что отношение $Q_b/(Vc)$ влияет на T_a больше, чем $Q_b/(Vc)$. Уменьшение α_T аналогично увеличению подогрева воздуха: температура газов θ''_T на выходе из топки будет увеличиваться (рис. 121, а). В свою очередь, увеличение $\Delta\alpha_T$ или $\Delta\alpha_{пл}$ при выполнении условия $\alpha_T = \text{const}$ связано с умень-

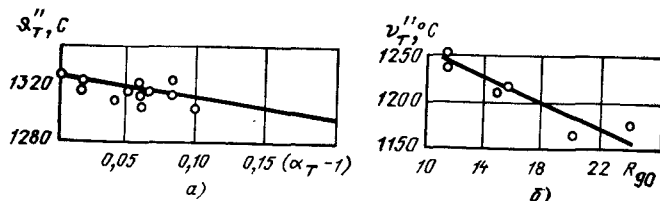


Рис. 121. Изменение температуры θ''_T на выходе из топки в зависимости от избытка α_T воздуха и тонкости помола R_{90} топлива

шением Q_b и снижением T_a и θ''_T . Аналогичный результат получается при увеличении присосов $\Delta\alpha_T$ и $\Delta\alpha_{пл}$ и постоянстве избытка воздуха в горелке, $\alpha_T = \text{const}$.

4. При вводе газов рециркуляции в активную зону горения полезное тепловыделение Q_T в топке увеличивается согласно уравнению (66). Однако при этом на величину rV_T возрастает объем продуктов сгорания. Так как $(Q_b + Q_{гв})/[(1+r)V_T]$ уменьшается с ростом r сильнее, чем возрастает величина $rI_p/[(1+r)V_T]$, то адиабатная температура θ_a падает, количество теплоты Δi , воспринимаемое экранами, уменьшается, а температура газов на выходе из топки θ''_T растет.

5. Рост влажности топлива W_p ведет к снижению теплоты сгорания Q_p топлива и увеличению объема продуктов сгорания. Величины Q_T и T_a при этом уменьшаются.

6. Увеличение зольности топлива ведет к снижению Q_p , Q_T и T_a . Хотя радиационная теплопередача при росте коэффициента теплового излучения факела несколько интенсифицируется (увеличивается $\kappa_{зл}\mu_{зл}$) суммарное тепловосприятие топки падает.

7. Тонкость помола топлива R_{90} влияет на θ''_T в том случае, если от нее зависят условия образования отложений на экранах. При наличии такой связи интенсивность золовых отложений на трубах повышается по мере увеличения теплового напряжения q_F сечения топки и снижения скорости газов в топке. Для экибастузского угля, сжигаемого в котлах паропроизводительностью 320—950 т/ч, зависимость $\theta''_T(R_{90})$ приведена на рис. 121, б.

8. С увеличением единичной мощности котла объем V_T топки по условиям теплообмена увеличивается быстрее, чем площадь $F_{ст}$ поверхности ограждающих поверхностей. Поэтому излучающий слой с ростом единичной мощности котла также утолщается. Тепловое излучение факела возрастает в соответствии с уравнением (63). Полученная опытная зависимость параметра M от числа Бугера $Bu = \kappa S$ (κ — суммарный коэффициент ослабления излучения) при сжигании экибастузских углей представлена на рис. 122. Кроме того, с ростом паропроизводительности котла происходит увеличение размеров топки. В центральной части топки газы охлаждаются меньше, чем в пристенной. Результатом является рост тепловой разверки в верхней части топки,

$$\Delta\theta = (\theta''_{T \max} - \theta''_{T \text{ср}})/\theta''_{T \text{ср}} = f(\alpha_T),$$

где $\theta''_{T \max}$ и $\theta''_{T \text{ср}}$ — соответственно максимальная и средняя температура газов на выходе из топки.

Снизить величину $\Delta\theta$ можно вводом рециркулируемых продуктов сгорания в верхнюю часть топки и секционированием топки (если это возможно) двусветными экранами. Как видно из рис. 123, с введением рециркуляции газов температурная неравномерность в топке уменьшается (штриховая кривая).

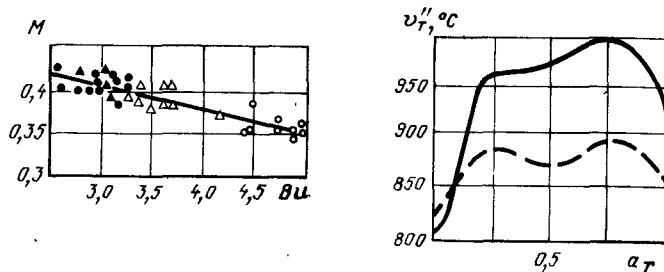


Рис. 122. Зависимость параметра M от числа Бугера Bu

Рис. 123. Влияние верхней рециркуляции газов на распределение температур в верхней части топки:

— без рециркуляции; --- с рециркуляцией

Поверочный расчет топки — нахождение температуры газов на выходе из топки.

Исходными данными для расчета являются характеристика топлива (состав, теплота сгорания Q_p^p), способ его сжигания, КПД котла и его составляющие, температура горячего воздуха $t_{гв}$, воздушный режим топки, сведения о наличии внешнего подогрева воздуха, вводе газов рециркуляции и их параметрах, геометрических характеристиках топки (объем, полная поверхность стен, угловой коэффициент экранов) и горелок (число и уровень установки ярусов по высоте топки).

Последовательность расчета следующая (рис. 124).

1. Определение среднего коэффициента тепловой эффективности экранов $\psi_{ср}$ по уравнению (50).
2. Расчет h_T и параметра M по уравнениям (76) и (77).
3. Определение толщины S излучающего слоя (м), по уравнению (55).
4. Расчет полезного тепловыделения Q_T в топке, КДж/кг, [формула (66)] и соответствующей ему адиабатной температуре ϑ_a .
5. Принимают температуру ϑ_T'' газов на выходе из топки и определяют соответствующую ей энтальпию I_T'' газов.
6. В зависимости от вида сжигаемого топлива находят коэффициент k_T , $k_{зл}$, k_n ослабления излучения в топке [по уравнениям (56) и (57)].
7. Рассчитывают ϵ_ϕ [формулы (58) или (53)].
8. По уравнению (62) находят величину ϵ_T .
9. По выражению (69) определяют среднюю теплоемкость газов $(Vc)_г$.
10. По уравнению (78) находят температуру ϑ_T'' газов на выходе из топки.
11. Сравнивают принятое и расчетное значения ϑ_T'' .

Расчет считается законченным, если тепловосприятие топки при принятом значении ϑ_T'' отличается от расчетного не более чем

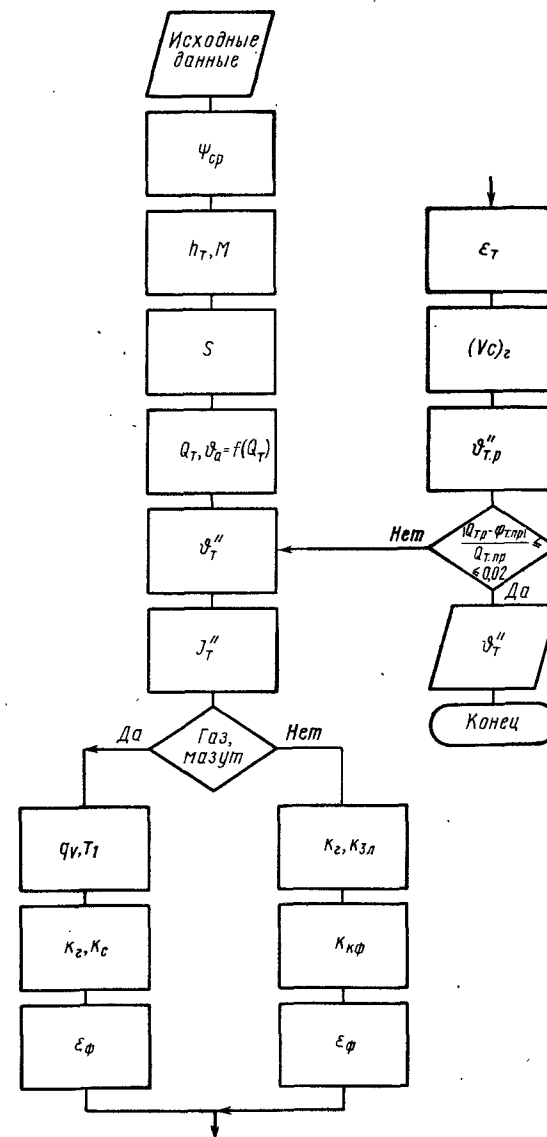


Рис. 124. Алгоритм поверочного расчета топки

на 2 %. В противном случае принимают уточненное значение ϑ_T'' и расчет повторяют. Если разность принятого и расчетного значений $\vartheta_T'' \leq 50$ °C, то величины ϵ_ϕ и ϵ_T при расчете не уточняют, а определяют лишь новое значение $(Vc)_г$. В результате поверочного расчета может оказаться, что температура ϑ_T'' , тепловые характеристики топки (q_F , $q_{Fя}$, $q_{аг}$, q_v) будут выше допустимых. Способы уменьшения этих параметров приведены в табл. 22.

22. Способы уменьшения параметров θ''_T , q_F , $q_{Fя}$, $q_{аг}$, q_V

Способ	Примечание
Температура на выходе из топки θ''_T	
1. Перераспределение топлива и воздуха по ярусам (увеличение подачи топлива в нижний ярус)	Необходима проверка запаса по производительности питателей и выполнении условия $q_{Fя} < [q_{Fя}]$
2. Реконструкция горелок (снижение уровня их расположения, наклон вниз)	Связана с капитальными затратами
3. Применение рециркуляции газов в верхнюю часть топки	Необходимо проверить условия работы перегревателя, оценить золовой износ, установить дымосос рециркуляции
4. Снижение паропроизводительности котла по сравнению с расчетной	Ведет к уменьшению коэффициента использования установленной мощности
Тепловое напряжение сечения и яруса q_F, $q_{Fя}$	
5. Переход на другую компоновку горелок, допускающую большее значение или увеличение числа ярусов горелок	Связан с дополнительными капитальными затратами на реконструкцию
6. Снижение паропроизводительности котла	См. п. 4
Тепловое напряжение активной зоны горения $q_{аг}$	
7. Снижение паропроизводительности котла	См. п. 4
8. Увеличение расстояния между ярусами, установка двухсветных экранов	См. п. 5
Тепловое напряжение объема q_V	
9. Снижение паропроизводительности котла	См. п. 4
10. Интенсификация процесса горения	Связана с заменой горелок

Конструкторскому расчету топki на заданный вид топлива должен предшествовать выбор способа сжигания топлива, схемы пылеприготовления, уровня подогрева воздуха, типа числа горелок, их размеров, компоновка, включая определение ширины a_T , глубины b_T и высоты $h_{аг}$ зоны активного горения топki. Выбирается конструкция экранов, оценивается необходимость установки ширмового пароперегревателя, предварительного подогрева воздуха и рециркуляции газов. Температуру газов на выходе из топki при этом принимают на основании рекомендаций табл. 13.

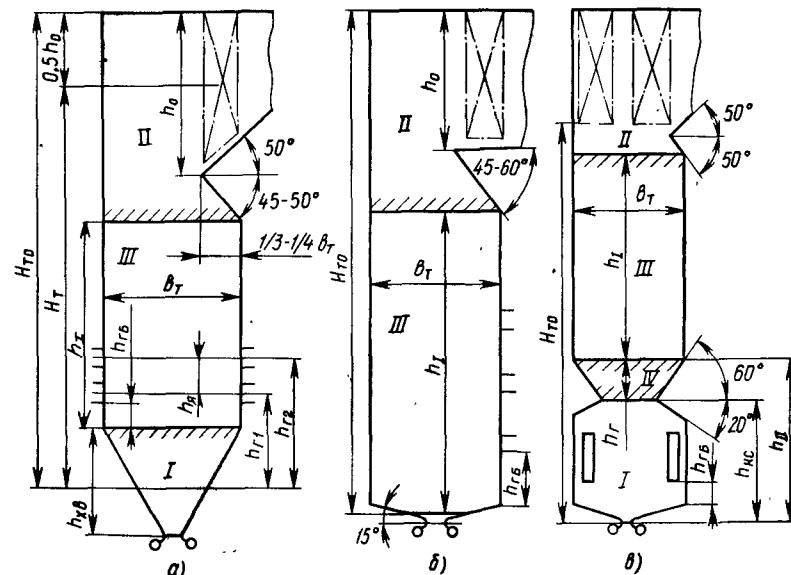


Рис. 125. Схемы расчета геометрических характеристик топki:
а — с ТШУ, $V_{IV} = 0$; б — газомасляной, $V_I = 0$, $V_{IV} = 0$; в — с ЖШУ, $V_{II} = 0$

Цель расчета — определение размеров топki. Сложность практического использования уравнения (79) заключается в том, что правая его часть содержит две величины ϵ_T и M , зависящие от геометрических размеров топki: $\epsilon_T = f(V_T/F_{ст})$, $M = f(h_T/H_T)$, которые при конструкторском расчете неизвестны. Следовательно, требуется предварительная оценка этих величин.

Допустим, что рассчитывается одна из возможных топок, схемы которых представлены на рис. 125. Топка может быть разбита на характерные зоны. Геометрические характеристики каждой зоны — объем, площади поверхностей стен — определяют из условий расчета и компоновки горелок. Их можно считать заданными.

Рассмотрим зону II. Высоту выходного окна топki при установке ширм можно принять $h_o = (1 \div 1,1) b_T$. Если на выходе из топki имеется фестон, то

$$h_o = \frac{B_p V_T (273 + \theta''_T)}{a_T \omega_T k_4 273 (1 - d/S)}, \quad (81)$$

где V_T — объем газов, m^3/kg ; θ''_T — принятое значение температуры газов на выходе из топki, $^{\circ}C$; d и S — диаметр и шаг труб фестона, м; обычно $S/d = 2 \div 4$; $k_4 = 1,05 \div 1,1$ — коэффициент, учитывающий отличие средних температур по газу в фестоне от θ''_T ; $\omega_T \approx 4 \div 6$ м/с.

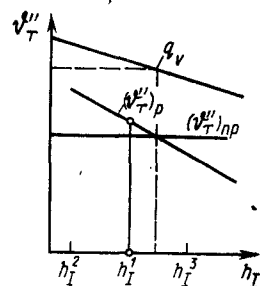


Рис. 126. Графоаналитическое определение высоты h_I

Зная a_T , b_T и h_0 на основе рекомендаций по организации верхнего пережима, можно определить площадь поверхностей стен и объем топki для зоны II.

Так как геометрия зон I и II принята неизменной, то заданная температура ϑ_T'' газов на выходе из топki обеспечивается варьированием величины h_I зоны III. При этом

$$F_{III} = 2(a_T + b_T)h_I, \quad V_{III} = a_T b_T h_I.$$

При наличии двусветных экранов в количестве $z_{дв}$

$$F_{III} = [2(a_T + b_T) + 2b_T z_{дв}] h_I.$$

В качестве первого приближения [верхний индекс 1] для нахождения h_I воспользуемся соотношением

$$h_I^1 = \left[\frac{B_p Q_p}{q_v} \left(3 - \frac{\vartheta_T''}{700} \right) - V_{II} - V_{III} - V_{IV} \right] / (a_T b_T), \quad (82)$$

где q_v — величина допускаемого теплонпряжения объема топki, МВт/м³, принимаемая по рис. 33.

Расчет ведется до выполнения условия

$$|F_{ст.р} - F_{ст}| / F_{ст} \leq 0,02.$$

Результат можно получить графоаналитическим способом (рис. 126). Для этого необходимо сразу принять три, четыре значения h_I . Одно из них определяется по уравнению (82), а другие выбирают произвольно. Например, $h_I^2 = h_I^1 - 5$, $h_I^3 = h_I^1 + 5$. Истинное значение h_I отвечает точке пересечения принятой и расчетной зависимостей $F_{ст}$ (h_I^j).

Полная высота топki после определения h_I в зависимости от схемы топki (см. рис. 125)

$$H_{то} = 0,5h_0 + H_T$$

или

$$H_{то} = H_T = h_I + h_{II}.$$

§ 27. РАЗМЕРЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА. СКОРОСТИ ГАЗОВ И РАБОЧЕГО ТЕЛА

Расчетная поверхность нагрева конвективных пароперегревателей, экономайзеров, переходных зон

$$H = \pi d l_{зм.ср} z_1 n_{зм} \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3, \quad (83)$$

где d — наружный диаметр трубы, м; $l_{зм.ср}$ — средняя длина змеевика, м; z_1 — число труб в первом ряду по ходу газов; $n_{зм}$ — число труб в змеевике; $\kappa_1 = 1$ при коридорной и $\kappa_1 = 2$ при шахмат-

ной компоновке труб; κ_2 — число параллельных потоков нагреваемой среды в газоходе (обычно принимают $\kappa_2 = 1$ или 2); $\kappa_3 = 1$ для П-образной компоновки и $\kappa_3 = 2$ для Т-образной компоновки котла. Например, для схемы рис. 63, в $\kappa_2 = 1$, а для схемы рис. 63, б $\kappa_2 = 2$.

Средняя длина змеевика в конвективном и опускном газоходе котла

$$l_{зм.ср} = 2z_n l_T / \kappa_2, \quad (84)$$

где z_n — число петель змеевика; $l_T = a_T$ при параллельном и $l_T = b_T$ при перпендикулярном (к фронту) расположении труб.

Для соединительного газохода длину змеевика принимают равной среднему значению в поверхности (рис. 125, а). Для ширмового пароперегревателя при однопетлевом исполнении

$$H_{ш} = 2[2b_{шл} h_{ш} z_{ш} + S_2' b_{шл} z_{ш}], \quad (85)$$

а для конструкции рис. 54

$$H_{ш} = 2[2b_{шл} h_{ш} z_{ш} + S_2' b_{шл} (z_{ш} + 1)] z_{ш}. \quad (86)$$

Множитель 2 в уравнениях (85) и (86) учитывает, что ширма воспринимает теплоту обеими сторонами.

Ширина ленты в ширме

$$b_{шл} = S_2 (n_{зм} - 1) + d. \quad (87)$$

В уравнениях (85)–(87) $h_{ш}$ — средняя высота ширмы, м; $z_{ш}$ и z_n — число ширм и петель ширмы; S_2' — расстояние между осями крайних труб в петле ширмы, м; S_2 — продольный шаг труб, м; d — наружный диаметр трубы, м; $n_{зм}$ — число параллельно включенных труб.

В ТВП

$$H = \pi d_{ср} z_x h_x z_T; \quad (88)$$

в РВП

$$H = 0,95 \cdot 0,785 D_p^2 k_p C h, \quad (89)$$

где $d_{ср} = 0,5 (d + d_{вн})$ — средний диаметр трубы, м; z_x — число ходов в ступени; h_x — высота хода, м; z_T — общее число труб для прохода газа; коэффициентом 0,95 учитывается степень заполнения ротора листами; D_p — диаметр ротора, м; k_p — коэффициент загромождения сечения ротора валом; C — количество поверхности в единице объема набивки, м²/м³; h — высота набивки, м.

Значения k_p в зависимости от диаметра D_p ротора и C в зависимости от толщины листов набивки δ_n при различном эквивалентном диаметре $d_э$ набивки приведены ниже.

D_p , м	4	6	8	10
k_p	0,87	0,905	0,922	0,93

d_9 , мм	9,6	7,8	9,8
$\delta_{л}$, мм	0,63	0,63	1,2
C , м ³ /м ³	365	440	325
$k_{л}$	0,89	0,86	0,81

В РВП площадь поверхности по газу

$$F_r = 0,785 D_p^2 k_p k_{л} x_r, \quad (90)$$

по воздуху

$$F_b = 0,785 D_p^2 k_p k_{л} x_b, \quad (91)$$

где $k_{л}$ — коэффициент, учитывает загромождение ротора листами, значения приведены выше; $x_r = z_r/z_c$ и $x_b = z_b/z_c$ — доля сечения для прохода соответственно газа и воздуха; z_c и z_b — общее число секторов для прохода соответственно газа и воздуха (см. табл. 16).

Площадь проходного сечения для воды и пара в змеевиковых поверхностях нагрева

$$F = 0,25 \pi d_{вн}^2 z_r,$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы; z_r — общее число параллельно подключенных труб, внутри которых движется обогреваемое рабочее тело.

Величина

$$z_r = z_1 n_{зм} k_1 k_2 k_3. \quad (92)$$

Расчетная площадь сечения для прохода газов, в ширмовых и змеевиковых поверхностях нагрева

$$F_r = k_3 a_r b_r (1 - d/S_1),$$

где S_1 — поперечный шаг между трубами (см. табл. 14).

Для ТВП суммарная площадь труб для прохода газа

$$F_r = 0,25 k_3 \pi d_{вн}^2 z_r, \quad (93)$$

воздуха

$$F_b = h_x a_r (1 - d/S_1) k_3 z_{п}, \quad (94)$$

где $z_{п}$ — число параллельных потоков воздуха в воздухоподогревателе.

По расчетным значениям F_r , F_b и F находят скорости газа w_r , воздуха w_b и рабочего тела w .

Скорость газа

$$w_r = B_p V_r g_r (\vartheta + 273)/(273 F_r), \quad (95)$$

где V_r и g_r — объем и доля газов, пропускаемых через рассчитываемый газоход; $\vartheta = 0,5 (\vartheta' + \vartheta'')$ — средняя температура газов, °C; F_r — расчетная площадь сечения для прохода газов, м².

Скорость воздуха

$$w_b = B_p \beta_{ор} V^0 g_b (273 + t)/(273 F_b), \quad (96)$$

23. Предельно допустимая скорость газов w_r (м/с) при входе в первый пакет конвективной шахты для котлов паропроизводительностью $D > 120$ т/ч

Топливо	S_1/d		Топливо	S_1/d	
	2,5	4		2,5	4
Подмосковный уголь	8,8	7,8	Челябинский уголь	10	9
АШ	11,5	10	Экибастузский уголь	7	6
Донецкий тощий уголь	12	10,5	Кизеловский уголь	10,5	9,5

где $\beta_{ор}$ — среднее избыточное количество воздуха в воздухоподогревателе по отношению к теоретически необходимому; V^0 — теоретически необходимое для горения количество воздуха, м³/кг; g_b — доля воздуха, пропускаемого через воздухоподогреватель; $t = 0,5 (t' + t'')$ — средняя температура воздуха, °C; F_b — площадь сечения для прохода воздуха, м².

Скорость воды и пара

$$w = D g v_{ор} / F, \quad (97)$$

где g — доля расхода воды (пара) через рассматриваемую поверхность по отношению к паропроизводительности котла; $v_{ор}$ — средний удельный объем, рассчитываемый при среднем давлении и температуре, м³/кг; F — расчетная площадь сечения для прохода воды (пара), м².

В табл. 23 даны предельно допускаемые скорости газа на входе в первый пакет конвективной шахты для некоторых видов топлив. Минимальные скорости газов по условиям заноса поверхностей нагрева при расчете котла на нижнем пределе нагрузки принимают следующие: $w_r = 6$ м/с для поперечно омываемых пучков; $w_r = 8$ м/с для трубчатых и регенеративных ВП при продольном обтекании их газом.

Нормами теплового расчета рекомендуются следующие наименее благоприятные скорости газа, м/с, полученные из условия, когда износ поверхностей золой минимален.

Перегреватель высокого давления в газоходе:	
соединительном	12—16
конвективном	11—15
Промежуточный перегреватель в опускном газоходе	20
Экономайзер	11—15
ТВП	9—13
РВП	9—11

Верхние пределы указанных скоростей могут быть приняты для газомазутных котлов.

В общем случае скорости газа и воздуха следует выбирать на основании технико-экономических расчетов. Следует отметить, что с увеличением скорости интенсифицируется теплообмен.

Поверхность нагрева, ее металлоемкость, трудозатраты на изготовление и стоимость снижаются. Повышается надежность конструкции, так как сокращается число сварных стыков. Однако при этом возрастает сопротивление газового тракта, растут расходы на тягу и дутье, увеличивается абразивный износ поверхностей, снижается срок их службы. Минимум суммарных затрат определяет оптимальную скорость w_r газа.

Рекомендуемые массовые скорости ρw воды и пара приведены выше. Наибольшие значения, как правило, принимают для котлов СКД. Указанные величины ρw обеспечивают достаточный отвод теплоты от металла труб при приемлемых значениях гидравлического сопротивления.

§ 28. ПОЛУРАДИАЦИОННЫЕ И КОНВЕКТИВНЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

В тепловом расчете отдельных поверхностей учитываются: сочетание радиационной и конвективной теплоотдачи от продуктов сгорания, характер омывания ими труб, наличие на трубах внутренних и внешних отложений, теплофизические свойства и характеристики рабочего тела (теплопроводность, температуропроводность, вязкость, температура, давление), конструктивные особенности поверхностей нагрева (шахматное, коридорное расположение труб, их диаметр, оребрение и т. д.), наличие остишки от загрязнений.

Тепловой расчет ведется на 1 кг сжигаемого топлива. Количество теплоты, переданной газами поверхности нагрева конвекцией, кДж/кг,

$$Q_{б.г} = \Phi (I' - I'' + \Delta\alpha_n I_n), \quad (98)$$

где Φ — коэффициент сохранения теплоты, $\Phi = \eta/(\eta + q_b)$; I' , I'' и I_n — энтальпия газа соответственно до поверхности и после нее и присосанного воздуха, кДж/кг; $\Delta\alpha_n$ — присос воздуха в газовом тракте.

Величину I_n для всех поверхностей нагрева, кроме воздухоподогревателей, определяют при температуре $t = 30^\circ\text{C}$.

Для воздухоподогревателей I_n рассчитывают по средней температуре

$$t_n = 0,5 (t''_{вп} + t'_{вп}),$$

где $t'_{вп}$ и $t''_{вп}$ — температура воздуха соответственно на входе в ступень воздухоподогревателя и выходе из нее, $^\circ\text{C}$.

При расчете ширм обычно принимают $\Delta\alpha_n = 0$. В газоплотных котлах по всему газовому тракту вплоть до воздухоподогревателя $\Delta\alpha_n = 0$.

Для поверхностей нагрева, расположенных на выходе из топки (ширмы, фестоны, котельные пучки, первые по ходу газов конвективные перегреватели), необходимо учитывать излучение,

проникающее из топки $Q_{л.}$. В этом случае теплота, воспринятая поверхностью, $Q_b = Q_{б.г} + Q_{л.}$

Для ширм, фестонов и пучков, расположенных на выходе из топки,

$$Q_{л.} = Q_{л.вх} - Q_{л.вых}, \quad (99)$$

где $Q_{л.вх}$ и $Q_{л.вых}$ — теплоты излучения, соответственно, воспринятая плоскостью выходного сечения топки и переданная из рассчитываемой поверхности нагрева на следующую за ней по ходу движения газов, кДж/кг.

Величина

$$Q_{л.вх} = \beta \eta Q_{л.} H_{лок} / H_{л.} = \beta \eta Q_{л.} \psi F_o / (\psi_{ср} F_{от}), \quad (100)$$

где β — коэффициент, учитывающий взаимный теплообмен между топкой и поверхностью выходного окна (см. рис. 115); η — коэффициент распределения тепловой нагрузки по высоте топки, принимаемый по рис. 120 при $h_r/H_t = 1$; $Q_{л.}$ — теплота, переданная излучением в топке [см. уравнение (65)], кДж/кг, $H_{лок}$ и $H_{л.}$ — площади лучевоспринимающих поверхностей соответственно выходного окна и экранов; ψ берется по уравнению (48).

В ширмовом перегревателе

$$Q_{л.вых} = Q_{л.вх} (1 - \epsilon_\phi) \Phi_{ш}/\beta + 5,67 \cdot 10^{-11} \epsilon_\phi H_{л.вых} \xi_n T^4 / B_p, \quad (101)$$

где ϵ_ϕ — коэффициент теплового излучения факела, определяемый при средней температуре T газов по уравнению (53) или (58); $\Phi_{ш} = \sqrt{(b_{ш}/S_1)^2 + 1} - b_{ш}/S_1$ — угловой коэффициент с входного на выходное сечение ширм ($b_{ш}$ — глубина ширмы по ходу газов; S_1 — поперечный шаг, м); β — коэффициент, определяемый по рис. 116; $H_{л.вых}$ — площадь лучевоспринимающей поверхности нагрева, находящейся за ширмами, м^2 ; ξ_n — коэффициент, зависящий от вида сжигаемого топлива (для угля, мазута $\xi_n = 0,5$, сланцев $\xi_n = 0,2$, газа $\xi_n = 0,7$).

Фестоны, котельные пучки, располагаемые непосредственно на выходе из топки, воспринимают теплоту излучения

$$Q_{л.} = Q_{л.вх} x_\phi, \quad (102)$$

где x_ϕ — угловой коэффициент трубного пучка (рис. 127). При пяти рядах труб и более теплота, переданная из топки пучку, воспринимается им полностью.

Для фестона, расположенного после ширм, при числе рядов труб, равном двум или более, x_ϕ определяется по рис. 127, а для

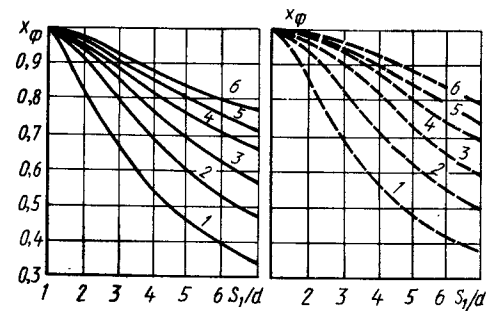


Рис. 127. Зависимости для определения углового коэффициента трубного пучка:
— — — — — шахматного

однорядного фестона находятся по рис. 115 ($x_\phi = x_i$). Воспринятая при этом теплота

$$Q_\phi = Q_{\text{л вых}} x_\phi,$$

где $Q_{\text{л вых}}$ определяется по уравнению (101).

Для первой по ходу газов конвективной поверхности перегревателя, расположенной за ширмой и фестонам,

$$Q_\phi = Q_{\text{л вх}} - Q_{\text{л вых}} (1 + x_\phi).$$

При наличии перед перегревателем только фестона

$$Q_\phi = Q_{\text{л вх}} (1 - x_\phi).$$

Теплота Q , воспринятая обогреваемой средой, в общем случае

$$Q_i = Q_{\text{б. г.}} + Q_{\text{л.}} = D_i (i'' - i') / B_p, \quad (103)$$

где D_i — расход пара (воды) через рассчитываемую i -ю поверхность, кг/с; i'' и i' — энтальпия рабочего тела соответственно на выходе и входе в поверхность, кДж/кг, B_p — расчетный расход топлива, кг/с.

Для воздухоподогревателей

$$Q = (\beta''_{\text{вп}} + 0,5\Delta\alpha_{\text{п}} + \beta_{\text{рц}}) (I''_{\text{вп}} - I'_{\text{вп}}), \quad (104)$$

где $\beta''_{\text{вп}}$ — отношение количества воздуха на выходе к теоретически необходимому; $\Delta\alpha_{\text{п}}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе; $\beta_{\text{рц}}$ — доля рециркулирующего воздуха в воздухоподогревателе; $I''_{\text{вп}}$ и $I'_{\text{вп}}$ — энтальпия теоретически необходимого для сгорания воздуха при температуре соответственно на выходе из воздухоподогревателя и входе в него, кДж/кг.

Количество теплоты, воспринятое поверхностью, может быть найдено по уравнению

$$Q_\tau = k \Delta t H / B_p, \quad (105)$$

где k — коэффициент теплопередачи, отнесенный к расчетной поверхности нагрева, Вт/(м²·К); Δt — температурный напор, °С.

Теплопередачу в котлах рассчитывают по уравнению для многослойной плоской стенки

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{\delta_{\text{вн}}}{\lambda_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (106)$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно от греющей среды к стенке и от стенки к обогреваемой среде, Вт/(м²·К); δ_3 , $\delta_{\text{м}}$ и $\delta_{\text{вн}}$ — толщина соответственно слоя загрязнений (зола, сажа) на наружной стороне трубы, стенки трубы и внутренних отложений в трубе (накипь), м; λ_3 , $\lambda_{\text{вн}}$ и $\lambda_{\text{м}}$ — теплопроводность соответственно наружных, внутренних отложений и металла трубы, Вт/(м²·К).

Порядок отдельных величин, входящих в уравнения (106), различен.

Так, если одна или обе теплообменивающиеся среды представляют собой газы или воздух, то термическое сопротивление по газовой и воздушной сторонам ($1/\alpha_1$ и $1/\alpha_2$) будет значительно больше термического сопротивления металлической стенки $\delta_{\text{м}}/\lambda_{\text{м}}$. Поэтому в расчете обычно полагают $\delta_{\text{м}}/\lambda_{\text{м}} \approx 0$. При нормальных условиях эксплуатации оборудования толщина внутренних отложений $\delta_{\text{вн}}$ не должна достигать величин, дающих заметное повышение термического сопротивления $\delta_{\text{вн}}/\lambda_{\text{вн}}$ слоя внутренних отложений во избежание перегрева металла труб. В связи с этим $\delta_{\text{вн}}/\lambda_{\text{вн}} \approx 0$. В экономайзере, а также перегревателе котлов СКД интенсивность теплоотдачи по газовой стороне значительно меньше, чем по рабочему телу: $\alpha_1 \ll \alpha_2$. Поэтому расчет указанных поверхностей нагрева ведут при условии $1/\alpha_2 \approx 0$.

Величина $\delta_3/\lambda_3 = \epsilon$ представляет собой термическое сопротивление слоя наружных отложений и носит название коэффициента загрязнения. Величина ϵ зависит от вида топлива, скорости газа, диаметра, геометрии и способа компоновки труб в поверхности нагрева, фракционного состава золы. Оценка влияния загрязнения на теплообмен довольно сложна и проводится по экспериментальным (опытным) данным. Учитывается это в расчетах либо с помощью величины ϵ , либо введением коэффициента тепловой эффективности поверхности ψ , представляющего собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб. Коэффициенты ψ тепловой эффективности коридорных фестонов, перегревателей, экономайзеров для различных топлив ($\alpha_{\text{т}} \leq 1,03$) приведены ниже.

М	0,6—0,7
АШ и тощий уголь	0,6
К и Б, промышленные продукты	0,65
Подмосковный Б	0,7
Канско-ачинский уголь, Т	0,6
Сланцы северо-западных месторождений	0,5

Формулы для расчета коэффициентов теплопередачи k отдельных поверхностей нагрева котла приведены в табл. 24.

Коэффициент загрязнения

$$\epsilon = C_d C_{\text{фр}} \epsilon_0 + \Delta \epsilon.$$

Значение ϵ для ширм, исходный коэффициент загрязнения ϵ_0 и поправка C_d на влияние диаметра приведены на рис. 128. Значение $\Delta \epsilon$ приводится ниже. Для экономайзеров и других поверхностей нагрева при температуре газов $\phi < 400$ °С $\Delta \epsilon = 0$ для всех топлив, для АШ без очистки поверхностей дробью $\Delta \epsilon = 0,0017$. При $\phi > 400$ °С для экономайзеров и переходных зон $\Delta \epsilon = 0,0017$, для АШ без очистки $\Delta \epsilon = 0,0043$, для канско-ачинских углей $\Delta \epsilon = 0,0026$. Для пароперегревателей $\Delta \epsilon = 0,0026$, для АШ без очистки $\Delta \epsilon = 0,0043$, для канско-ачинских углей $\Delta \epsilon = 0,0034$.

Для расчета ширм при сжигании газа $\epsilon = 0$, а мазута $\epsilon = 0,005$.

24. Формулы для определения коэффициента теплопередачи k , Вт/(м²·К)

Топливо	Расположение труб	Поверхность нагрева	Формулы для определения k
Твердое	Шахматное	Гладкотрубные испарительные конвективные экономайзеры, выносные переходные зоны и перегреватели СКД	$\frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1} \quad (107)$
		Пароперегреватели высокого и среднего давления	$\frac{\alpha_1}{1 + (\varepsilon + 1/\alpha_2) \alpha_1} \quad (108)$
Г и М	Шахматное и коридорное	Гладкотрубные поверхности высокого давления	$\psi \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (109)$
Твердое, Г и М	Коридорное	Испарительные пучки, фестоны, выносные переходные зоны и экономайзеры, перегреватели сверхкритического давления	$\psi \alpha_1 \quad (110)$
Все виды		Ширмы высокого давления	$\frac{\alpha_1}{1 + (1 + Q_{лш}/Q) (\varepsilon + 1/\alpha_2) \alpha_1} \quad (111)$
То же		Ширмы сверхкритического давления	$\frac{\alpha_1}{1 + (1 + Q_{лш}/Q) \varepsilon \alpha_1} \quad (112)$
		ТВП	$\xi_{\text{ш}} \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (113)$
		РВП	$\frac{\xi_{\text{ш}}}{1/\alpha_1 x_{\Gamma} + 1/\alpha_2 x_{\text{в}}} \quad (114)$

* Коэффициент использования $\xi_{\text{ш}}$ учитывает влияние неравномерности омыывания поверхности и принимается для ширм по рис. 129, а для воздухоподогревателей по табл. 25.



Рис. 128. Коэффициенты ε , ε_0 и C_d для топлив: 1 — нешлакующего; 2 — умеренно шлакующего с очисткой; 3 — умеренно шлакующего без очистки; 4 — сильно шлакующего с очисткой

25. Коэффициент $\xi_{\text{ш}}$ использования воздухоподогревателей

Топливо	Ступени ТВП		Величина присоса в РВП $\Delta \alpha$	
	нижние	верхние	0,15	больше 0,15
АШ, фрезерный торф	0,80	0,75		
М	0,80	0,85		
Остальные виды топлива	0,85	0,85	0,9	0,8

Примечания: 1. При наличии промежуточных трубных досок между отдельными ходами $\xi_{\text{ш}}$ уменьшается на 0,1 при одной и на 0,15 при двух досках. 2. В случае сжигания мазута с $\alpha_{\Gamma} > 1,03$ и $t'_{\text{вп}} < 60^\circ\text{C}$ коэффициент $\xi_{\text{ш}}$ уменьшается на 0,1.

Влияние фракционного состава золы оценивают коэффициентом

$$C_{\text{фр}} = 1 - 1,18 \lg (R_{30}/33,7),$$

где R_{30} — содержание в золе частиц размером более 30 мкм.

При отсутствии данных по R_{30} для углей и сланцев $C_{\text{фр}} = 1$, для торфа $C_{\text{фр}} = 0,7$.

Коэффициенты $\xi_{\text{ш}}$ использования ТВП и РВП, отражающие влияние неравномерности омыывания их газами, приведены в табл. 25.

Множителем $1 + Q_{\text{лш}}/Q$ при расчете теплопередачи по уравнениям (111) и (112) в ширме учитывается фактор передачи теплоты излучением из топki.

Теплоотдачу в поверхностях нагрева котла рассчитывают по уравнениям, приведенным в табл. 26.

При расчете теплоотдачи по уравнению (115) от газа к стенке учитывают конвективный теплообмен ($\alpha_{\text{к}}$) и излучение газов ($\alpha_{\text{л}}$) в межтрубном пространстве. Коэффициент использования $\xi_{\text{ш}}$ для поперечно омываемых поверхностей принимают равным единице, а для ширм находят по рис. 129.

Конвективная составляющая теплоотдачи от газов к стенке зависит от расположения труб (шахматное, коридорное), геометрии пучка (шаги труб, их диаметр и длина), скорости омыывания, свойств рабочего тела. Конвективный теплообмен интенсифицируется при уменьшении диаметра труб, увеличении скорости газа, росте числа рядов труб по ходу газа и количестве водяных паров.

Влияние на процесс теплоотдачи числа z рядов труб, геометрии пучка (S_1/d , S_2/d), средних температур газов, стенки трубы

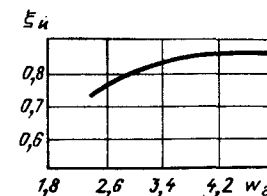


Рис. 129. Коэффициент использования $\xi_{\text{ш}}$ для ширм в зависимости от скорости w_{Γ} газов

26. Формулы для расчета коэффициентов α_n теплоотдачи конвекцией и α_n излучением, Вт/(м²·К)

Вид поверхности	Омывающая среда	Омывание поверхности	Расположение труб	Формула
Змеевиковые	Газ	—	—	$\alpha_1 = \xi_n (\alpha_n + \alpha_n) \quad (115)$
Ширмовые	»	—	—	$\alpha_1 = \xi_n \left(\alpha_n \frac{\pi d}{2S_{2x}} + \alpha_n \right) \quad (116)$
Гладкотрубные пучки	Газ, воздух	Поперечное	Коридорное	$\alpha_n = 0,2 C_z C_s \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,65} Pr^{0,33} \quad (117)$
		»	Шахматное	$\alpha_n = C_z C_s \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,6} Pr^{0,33} \quad (118)$
	Газ, пар, воздух	Продольное	То же	$\alpha_n = 0,023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,8} \times Pr^{0,4} C_i C_d C_l \quad (119)$
Плавниковые	Газ	Поперечное	»	$\alpha_n = 0,14 C_z \varphi_0^{0,24} \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,68} \quad (120)$
РВП	Газ, воздух	Продольное	—	$\alpha_n = A \frac{\lambda}{d_0} \left(\frac{wd_0}{v} \right)^{0,8} \times Pr^{0,4} C_i C_l \quad (121)$
Все поверхности за исключением $\varphi < 400^\circ\text{C}$	Газ	Поперечное и продольное (для ТВП)	Шахматное или коридорное	$\alpha_n = 0,5 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} (\varepsilon_2 + 1) \times eT^3 \frac{1 - (T_3/T)^n}{1 - T_3/T} \quad (122)$
Поверхности $\varphi > 600^\circ\text{C}$	Газ	Любое	Любое	$\alpha_n' = \alpha_n \left[1 + A \left(\frac{T}{100} \right)^{0,25} \left(\frac{l_0}{l_n} \right)^{0,07} \right]$

$T_{ст}$, относительной ее длины l/d учитывается введением поправочных коэффициентов C_z , C_s , C_i и C_l . При поперечном омывании поверхностей с коридорным расположением труб и ширм

$$C_z = 0,91 + 0,0125 (z_2 - 2), \quad z_2 < 10;$$

$$C_z = 1, \quad z_2 \geq 10;$$

$$C_s = [1 + [2 (S_1/d) - 3] (1 - S_2/d)^3]^{-2}. \quad (123)$$

При $S_2/d \geq 2$ и $S_1/d < 1,5$ коэффициент $C_z = 1$; при $S_2/d < 2$ и $S_1/d > 3$ в формулу (123) следует представлять $S_1/d = 3$.

27. Кинематическая вязкость ν , м²/с, коэффициент теплопроводности λ , Вт/(м²·К), и число Pr для газов (среднего состава) и воздуха

Температура, °C	Воздух			Газы		
	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^3$	Pr	$\nu \cdot 10^6$	$\lambda \cdot 10^3$	Pr
100	23,2		0,69	20,8		0,70
200	34,8	3,87	0,69	31,6	4,01	0,67
300	48,2		0,69	43,9		0,65
400	62,9	5,04	0,70	57,8	5,70	0,68
500	79,3		0,70	73		0,62
600	96,7	5,15	0,71	89,4	8,42	0,61
700	115		0,71	107		0,60
800	135	8,13	0,72	126	9,15	0,59
900	155		0,72	146		0,58
1000	177	8,02	0,72	167	10,90	0,58
1100	200		0,72	188		0,57
1200	233	8,86	0,73	211	12,55	0,56
1300	247		0,73	234		0,55
1400	273	9,65	0,73	258	14,4	0,54

При поперечном омывании шахматных пучков труб

$$C_z = 3,12 z_2^{0,05} - 2,5, \quad z_2 < 10, \quad S_1/d < 3;$$

$$C_z = 4 z_2^{0,05} - 3,2, \quad z_2 < 10, \quad S_1/d > 3;$$

$$C_z = 1, \quad z_2 \geq 10.$$

Поправочный коэффициент C_s рассчитывают по параметру

$$\varphi_0 = \frac{S_1/d - 1}{\sqrt{0,25 (S_1/d)^2 + (S_2/d)^2 - 1}}.$$

Подкоренное выражение в знаменателе представляет собой квадрат среднего относительного диагонального шага труб. Тогда

$$C_s = 0,34 \varphi_0^{0,1}, \quad 0,1 < \varphi_0 \leq 1,7;$$

$$C_s = 0,275 \varphi_0^{0,5}, \quad 1,7 \leq \varphi_0 < 4,5; \quad S_1/d < 3;$$

$$C_s = 0,34 \varphi_0^{0,1}, \quad 1,7 < \varphi_0 \leq 4,5; \quad S_1/d \geq 3.$$

Поправочный коэффициент $C_i = (T/T_{ст})^{0,5}$ для дымовых газов и воздуха вводится только при их нагревании, при охлаждении газов и воздуха, а также при течении по трубам пара и воды $C_i = 1$.

Значения коэффициента C_l в зависимости от относительной длины трубы l/d_0 (d_0 — эквивалентный диаметр) приведены на рис. 130. Кинематическую вязкость ν ,

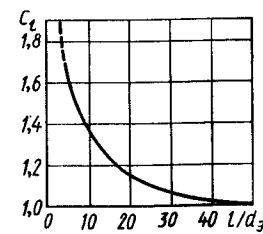


Рис. 130. Значения поправочного коэффициента C_l в зависимости от относительной длины трубы l/d_0

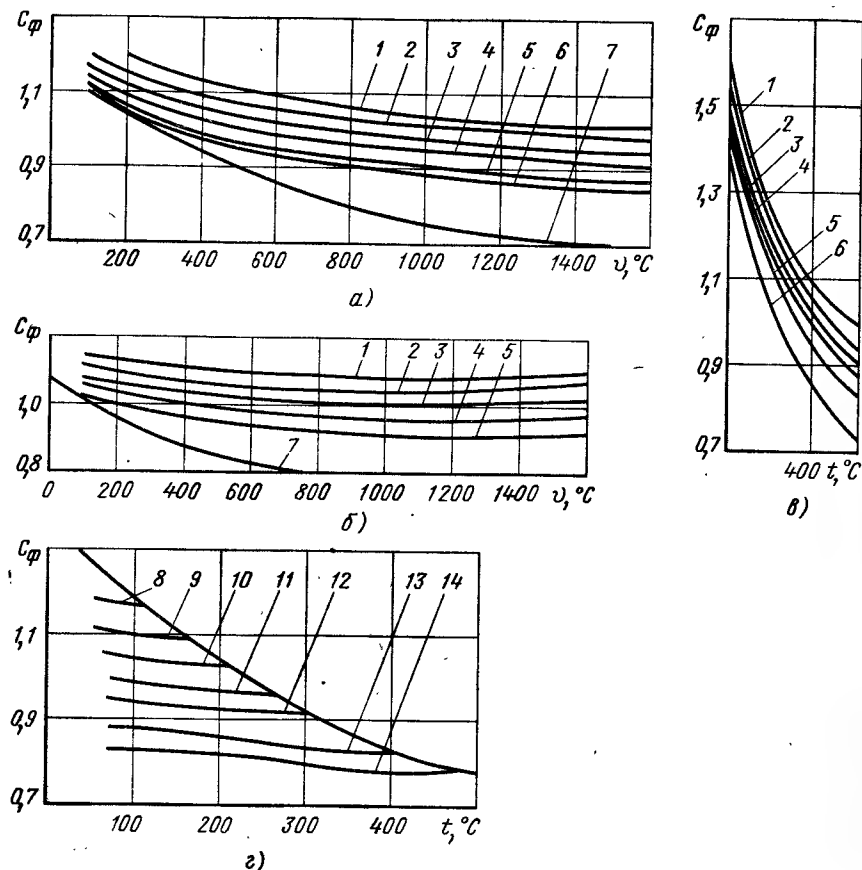


Рис. 131. Поправочный коэффициент C_ϕ для различных случаев теплообмена: а — поперечное омывание коридорных пучков; б — поперечное омывание шахматных пучков; в — продольное омывание при охлаждении газов и воздуха; г — продольное омывание при нагревании воздуха; 1 — $r_{H_2O} = 0,25$; 2 — $r_{H_2O} = 0,2$; 3 — $r_{H_2O} = 0,15$; 4 — $r_{H_2O} = 0,1$; 5 — $r_{H_2O} = 0,05$; 6 — $r_{H_2O} = 0,02$; 7 — воздух; 8 — $t_{ст} = 1000$ °C; 9 — $t_{ст} = 150$ °C; 10 — $t_{ст} = 200$ °C; 11 — $t_{ст} = 250$ °C; 12 — $t_{ст} = 300$ °C; 13 — $t_{ст} = 400$ °C; 14 — $t_{ст} = 500$ °C

m^2/c , коэффициент теплопроводности λ , Вт/($m^2 \cdot K$), числа Прандтля Pr определяют по средней температуре газов в поверхности $\phi = 0,5$ ($\phi' + \phi''$) по табл. 27.

При расчете коэффициентов теплоотдачи от газа к стенке состав продуктов сгорания может отличаться от среднего, в первую очередь, различным содержанием водяных паров. Значения C_ϕ для различных случаев теплообмена даны на рис. 131.

Составляющая теплоотдачи α_d излучением играет заметную роль в области высоких температур по газам ($T > 400$ °C). На величину α_d кроме средней температуры T газов оказывают влияние оптические свойства, скорость газов, температура T_s

28. Наружная температура T_s загрязненного слоя

Топливо	Поверхность нагрева	Формула
Твердое и жидкое	Ширмы, конвективные перегреватели	$T_s = T_{ср} + (\epsilon + 1/\alpha_2) (Q_{6,r} + Q_{пл}) B_p / H$ (124)
	Фестоны на выходе из топки	$T_s = T_{ср} + 80$
	Одноступенчатые экономайзеры при $\phi > 400$ °C, вторые ступени экономайзеров при любом расположении труб	$T_s = T_{ср} + 60$
Все виды	Первые ступени экономайзеров и одноступенчатые экономайзеры при $\phi < 400$ °C	$T_s = T_{ср} + 25$
	Все поверхности	$T_s = T_{ср} + 25$
	Вторая ступень воздухоподогревателя	$T_s = 0,5 (T + t)$

слоя наружных загрязнений труб, рассчитываемая по уравнениям табл. 28. В свою очередь величина T_s зависит от средней температуры $T_{ср}$ рабочего тела, протекающего в трубах, а в пароперегревателях еще и от степени загрязнения (ϵ), условий теплоотвода от стенки (α_2) и удельного тепловосприятия Q/H поверхности.

При расчете по уравнениям (122) для твердого топлива $n = 4$, а газа — $n = 3,6$.

Коэффициент теплового излучения ϵ_ϕ определяют по уравнениям (53) и (58). При этом для мазутного факела полагают $k_c = 0$, а для пылеугольного — $k_k = 0$. Толщину излучающего слоя S находят по уравнению (54). Результаты расчета величины S , м, для отдельных поверхностей нагрева представлены ниже.

Для ширмовой поверхности

$$S = \frac{1,8}{1/S_1 + 1/h + 1/b}.$$

Для гладкотрубных пучков шахматного или коридорного расположения труб

$$S = 0,9d \left(\frac{\pi S_1 S_2}{4d} - 1 \right).$$

Для воздухоподогревателя (второй ступени ТВП)

$$S = 0,9d.$$

Коэффициент теплового излучения загрязненной поверхности $\epsilon_s = 0,8$. При расчете T_s для перегревателей с коридорным расположением труб принимают $\epsilon = 0,03$ для мазута и $\epsilon = 0,05$ для твердого топлива.

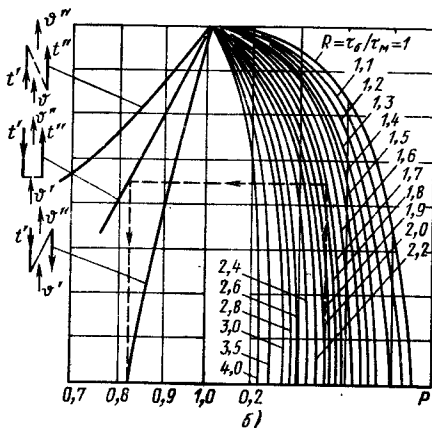
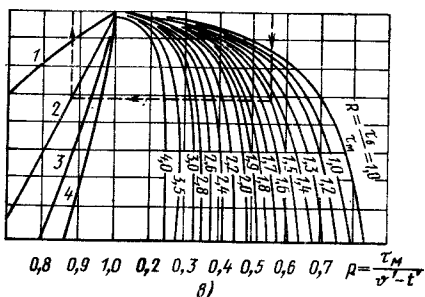
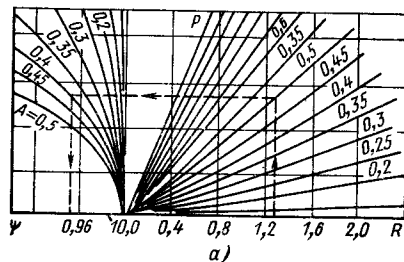


Рис. 132. Графики определения ψ при различных схемах движения газов и рабочего тела:
а — последовательно смешанном; б — параллельно смешанном; в — перекрестном; 1—4 — число ходов

Коэффициент теплоотдачи α_k , Вт/(м²·К), от стенки к рабочему веществу (пару, воде, газам, воздуху) рассчитывают по формулам табл. 26. Так, для воздухоподогревателя значения α_k определяются по уравнению (117), а для ширмы по (119). Коэффициент A для РВП принимают $A = 0,027$ мм (для интенсифицированной набивки).

При расчете пароперегревателей высокого и среднего давления коэффициент теплоотдачи от стенки к пару находят по уравнению (119).

Температурный напор представляет собой усредненную по всей поверхности нагрева разность температур газов и рабочего тела. Для противоточных и прямоточных схем включения поверхностей нагрева (см. рис. 59) средний температурный напор, °С.

$$\Delta t = \Delta t_6 - \Delta t_m / [2,3 \lg (\Delta t_6 / \Delta t_m)], \quad (125)$$

где Δt_6 и Δt_m — большая и меньшая разность температур сред на концах поверхности нагрева, °С.

При противотоке величина Δt максимальна, при прямотоке — минимальна. При $\Delta t_6 / \Delta t_m \leq 1,7$

$$\Delta t = 0,5 (\vartheta - t), \quad (126)$$

где ϑ и t — средние значения температуры газов и нагреваемого рабочего тела, °С.

Для поверхностей со смешанной (комбинированной) схемой тока при выполнении условия $\Delta t_{\text{прм}} \geq 0,92 \Delta t_{\text{прт}}$

$$\Delta t = 0,5 (\Delta t_{\text{прм}} + \Delta t_{\text{прт}}),$$

где $\Delta t_{\text{прм}}$ и $\Delta t_{\text{прт}}$ — разности температур для прямоточной и противоточной схем движения сред.

На практике схемы перегревателей и ТВП не делают чисто прямо- и противоточными. Существуют схемы с параллельным (последовательно и параллельно смешанными) и перекрестными токами. Температурный напор в них

$$\Delta t = \Psi \Delta t_{\text{прт}}, \quad (127)$$

где Ψ — коэффициент, учитывающий отличие рассматриваемой схемы от чисто противоточной.

Коэффициент Ψ определяют по рис. 132, а. Для этого необходимо найти параметр $A = H_{\text{прм}}/H$, численно равный доле поверхности, выполненной по прямотоку, и рассчитать комплексы

$$P = \tau_2 / (\vartheta' - t') \text{ и } R = \tau_1 / \tau_2. \quad (128)$$

В схемах с параллельно смешанным током (рис. 132, б)

$$P = \tau_m / (\vartheta' - t') \text{ и } R = \tau_6 / \tau_m,$$

где τ_6 — полный наибольший перепад температур одной среды, °С; τ_m — наименьший перепад температур другой среды, °С.

В схемах с перекрестным током (рис. 132, в) параметры R и P определяют по уравнению аналогичному (128).

§ 29. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Поверочный расчет выполняют по заданным или определенным по чертежу геометрическим размерам поверхностей нагрева ($S_1, S_2, d, d_{\text{вн}}, F_r, F, F_v$), РВП (δ_d, x_r, x_v, D_p) или ТВП (h_x, z_x, z_n), включая площадь H поверхности нагрева, участвующей в процессе теплообмена.

По газам и нагреваемой среде температура и энтальпия известны только на одном конце (входе, выходе) поверхности. Возможные сочетания заданных величин видны из рис. 133.

Известными величинами при поверочном расчете являются расчетный расход топлива B_p , объемы продуктов сгорания V_r , воздуха V^0 , присосов воздуха по тракту котла $\Delta \alpha_n$, коэффициент ϕ сохранения теплоты, а для воздухоподогревателей и величина $\beta_{\text{ор}}$ [см. уравнение (104)]. При расчете перегревательной поверхности, расположенной за ширмой или фестоном, задано количество теплоты Q_n , передаваемой прямым излучением из топki.

Остановимся вначале на расчете змеевиковых поверхностей нагрева и

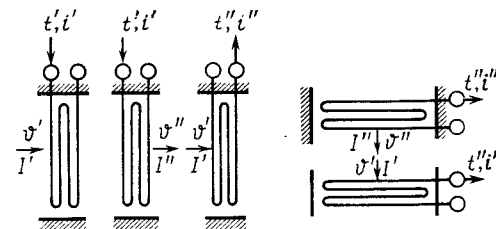


Рис. 133. Возможные варианты задания параметров по газам и нагреваемой среде в поверочных расчетах

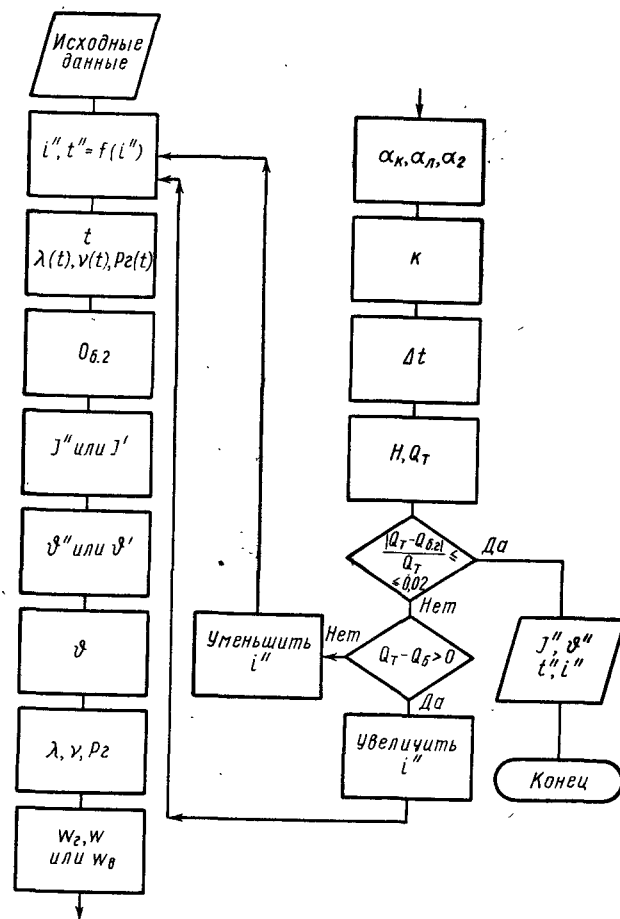


Рис. 134. Алгоритм поверочного расчета змеевиковых поверхностей и воздухоподогревателей

воздухоподогревателей. Последовательность расчета рассмотрена ниже (рис. 134).

1. Предварительно принимают температуру нагреваемой среды: при известной величине t' задают i'' , и наоборот. Затем по термодинамическим таблицам (для перегревателя, экономайзера, переходной зоны) находят энтальпию i'' или i' .

Для воздухоподогревателя энтальпию воздуха определяют по уравнению (17). Рассчитывают среднюю температуру t рабочего тела.

2. По уравнению (103) для перегревателя, переходной зоны и экономайзера, а по выражению (104) для воздухоподогревателя рассчитывают величину $Q_{б.г.}$.

3. По формуле (98) определяют энтальпию газов I'' за поверхность нагрева или I' перед ней, и по уравнению (17) находят соответствующую ей температуру (θ'' или θ'); рассчитывают среднюю температуру θ газов.

4. По температурам θ и t получают теплопроводность λ , вязкость ν и число Прандтля Pr , которые необходимы для расчета коэффициентов теплоотдачи α_k и α_l . Для газа и воздуха значения λ , ν и Pr берут по данным табл. 27, а для пара — из литературных источников. Необходимо помнить, что для перегревателей котлов СКД, а также экономайзеров и испарительных поверхностей нагрева (фестонов, переходных зон) независимо от давления рабочего тела в них $1/\alpha_2 \ll 1/\alpha_1$, и в расчетах принимают $1/\alpha_2 \approx 0$, т. е. λ , ν и Pr по рабочему телу не определяют.

5. По уравнению (95) рассчитывают скорость w_r газа, а по выражениям (97) и (96) — скорости нагреваемой среды w или w_b .

6. По формулам табл. 26 находят коэффициенты теплоотдачи α_k , α_l и α_2 , а по табл. 24 — коэффициенты теплопередачи k . Величину $(Q_{б.г.} + Q_{л.}) B_p/H$ при определении температуры T_3 загрязнения для перегревателей сначала задают, а затем уточняют.

7. Определяют температурный напор Δt .

8. По уравнению (105) рассчитывают теплоту Q_t , воспринятую поверхностью по условиям теплопередачи.

9. Сравнивают теплоту Q_t с ранее найденной величиной $Q_{б.г.}$. При $(Q_t - Q_{б.г.})/Q_{б.г.} \leq 0,02$ расчет считают законченным. При невыполнении указанного условия расчет повторяют, принимая новое значение t'' (или t').

В ширмах теплота излучения $Q_{л. вх.}$, переданная из топки, воспринимается лишь частично, причем величина $Q_{л. вх.}$ зависит от температуры газов $\theta_{ш}$ за ширмой [см. уравнения (100) и (101)]. Более целесообразно задаться температурой газов $\theta_{ш}$ за ширмой, а затем после определения $I_{ш}$ рассчитать $Q_{б.г.}$ и $Q_{л. вх.}$ и из уравнения (103) найти энтальпию i'' и соответствующую ей температуру t'' . Дальнейший расчет проводится по п. 4—9.

Обычно при расчете ширм учитывают теплоту, воспринимаемую дополнительными поверхностями экранов $H_{д.э.}$ и потолочных перегревателей $H_{д.п.}$, расположенных в области ширм. В первом приближении можно принять, что распределение теплоты между ширмой и дополнительными поверхностями определяется из условия

$$\frac{Q_{ш}}{Q_{ш} + Q_{д.}} \approx \frac{H_{ш}}{H_{ш} + H_{д.э.} + H_{д.п.}} = N_1.$$

В этом случае

$$Q_{ш} \approx [Q_{л. вх.} - Q_{л. вх.} + \varphi(I_{ш} - I'_{ш})] N_1.$$

Площадь $H_{\text{ш}}$ поверхности ширм находят по уравнению (85) или (86), а дополнительных поверхностей

$$H_{\text{д.п}} \approx a_{\text{т}} b, \\ H_{\text{д.в}} \approx 2h_{\text{ш}} b.$$

Можно провести более точный расчет, учитывающий различие температурных напоров Δt в ширмах и дополнительных поверхностях.

Как и для змеевиковых поверхностей нагрева расчет считается законченным, если выполняется условие

$$(Q_{\text{т}} - Q_{\text{б.г}})/Q_{\text{т}} = \{Q_{\text{т}} - N_{\text{т}}\Phi [I'_{\text{ш}} - I''_{\text{ш}}]\}/Q_{\text{т}} \leq 0,02. \quad (129)$$

Конструкторский расчет располагаемых в соединительном газоходе поверхностей проводится при известном размере входного окна (из расчета топki). При сжигании газа и мазута ввиду отсутствия золы ($A_{\text{р}} = 0$) нижняя часть газохода может быть выполнена горизонтально. Для твердых топлив с целью обеспечения ссыпания частиц золы угол наклона нижнего ската не должен быть меньше 45° . В конце газохода допускается горизонтальный участок длиной до 0,8—1 м. Ширина газохода равна ширине $a_{\text{т}}$ топki по фронту. Протяженность его по ходу газов зависит от числа размещаемых в нем поверхностей, вида компоновки котла, способа расположения горелок. Так, фронтальная и боковая, а при одновихревой схеме и тангенциальная компоновки горелок не лимитируют протяженности соединительного газохода. В то же время встречная или встречно-смещенная компоновки горелок на фронтальной и задней стенках топki требуют определенного расстояния между радиационной и конвективной шахтами по условиям размещения, ремонта и обслуживания как самих горелок, так и пыле- и воздухопроводов. Несколько проще решаются вопросы при выполнении воздухоподогревателя выносным (см. рис. 70).

При расчете размеров соединительного газохода необходимо помнить, что температура в его начале и конце (начале конвективной шахты) ограничена (см. табл. 15), скорость $w_{\text{г}}$ газа и шаги S_1 и S_2 труб должны быть оптимальными, а компоновка труб может быть только коридорной.

При температуре газа выше 800°C схема движения сред в конвективных перегревателях прямоточная. Размещение вторичного перегревателя в соединительном газоходе допускается при температуре газа перед ним меньше или равной 850°C . Обычно тепловосприятием отдельных ступеней перегревателя $\Delta i = i'' - i'$ задаются, исходя из условия снижения тепловой разверки среды по отдельным змеевикам. Так, тепловосприятие выходной ступени перегревателей котлов СКД, как правило, не превышает 120—165 кДж/кг. Тепловосприятие ширмы должно быть таким, чтобы температура газов в них снижалась до значений $\theta''_{\text{ш}}$, реко-

мендуемых в табл. 13. Приращением энтальпии пара в остальных ступенях задаются (160—210 кДж/кг); меньшие значения берут для котлов СКД.

Так как при конструкторском расчете температура θ' газов и t' рабочего тела перед поверхностью известны, а тепловосприятие $\Delta i = i'' - i'$ предварительно задается, то фактически известна энтальпия i'' среды и энтальпия газов θ'' за поверхностью (находится из условия $Q_{\text{б.г}} = Q$). Так

$$I' - I'' = \frac{D\Delta i}{\Phi B_{\text{р}}} - \Delta\alpha_{\text{п}} I_{\text{п}}.$$

Температуру θ'' определяют по уравнению (17). Зная t' , t'' , θ' и θ'' , рассчитывают средние значения t и θ .

Приняв величины d и S_1 , по рекомендуемой скорости $w_{\text{г}}$ газа находят среднюю высоту $h_{\text{г}}$ газохода в пределах поверхности (см. рис. 125):

$$h_{\text{г}} = \frac{B_{\text{р}} V_{\text{г}} (273 + \theta)}{273 a_{\text{т}} k_{\text{з}} (1 - d/S_1) w_{\text{г}}}.$$

Число труб z в одном змеевике определяют исходя из рекомендуемых массовых скоростей ρw среды:

$$z = \frac{D k_{\text{з}}}{0,785 d_{\text{вн}}^2 \rho w} \frac{S_1}{a_{\text{т}}}.$$

Число z должно быть целым. Для этого подбирают в рекомендуемых пределах величины ρw , $S_{\text{д}}$ и $d_{\text{вн}}$.

После определения z по табл. 14 принимают продольный шаг S_2 .

Дальнейший порядок расчета следующий (рис. 135).

1. По данным табл. 27 при средней температуре газов находят значения λ , ν , Pr .

2. Предварительно принимают поправку на число ходов $C_2 = 1$.

3. По уравнению (124) определяют величину C_3 , а по рис. 131 находят значение C_{Φ} .

4. По формуле табл. 26 рассчитывают значение $\alpha_{\text{н}}$.

5. Для перегревателей котлов СКД, экономайзеров, переходных зон теплоотдачу от стенки к пару не рассчитывают, так как $1/\alpha_2 \approx 0$. В других случаях порядок определения α_2 такой:

при средней температуре t и давлении p рабочего тела находят λ , ν , Pr ;

по уравнению (97) определяют скорость w движения рабочего тела в трубах;

принимают поправку $C_1 = 1$, определяют C_4 (см. рис. 131) и C_5 ;

находят величину α_2 по уравнению (119).

6. Определяют коэффициент ϵ загрязнений (для газа $\epsilon = 0,03$, для мазута $\epsilon = 0,05$).

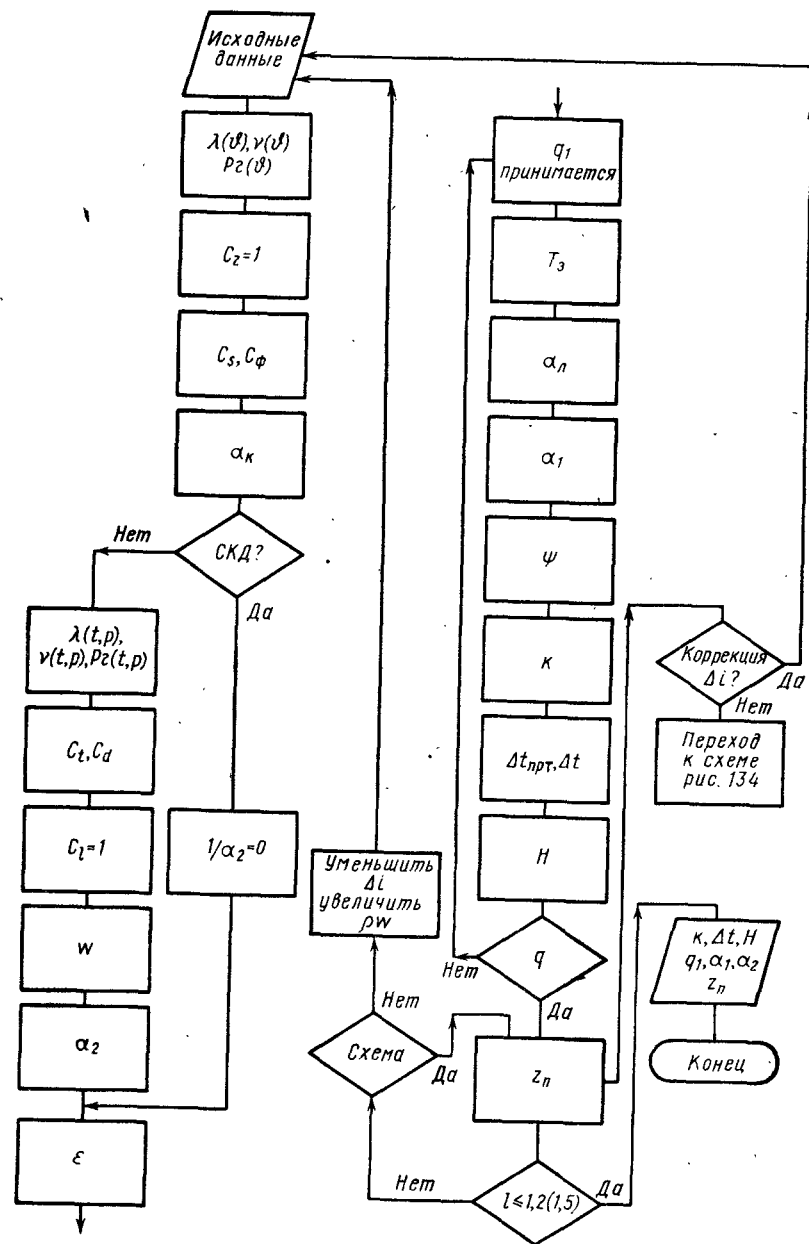


Рис. 135. Алгоритм расчета перегревателя в соединительном газоходе

7. Ориентировочно принимают $q_1 = (60 \div 80) \cdot 10^3 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч)}$, затем уточняют по формуле $q_1 = B_p (Q_{6.r} + Q_{л})/H$.

8. По уравнению (124) рассчитывают температуру T_3 загрязнения.

9. По формуле (122) определяют коэффициент α_l теплоотдачи излучением, а по уравнению (115) — коэффициент α_1 теплоотдачи от газов к стенке.

10. При принятом по табл. 24 коэффициенте ψ тепловой эффективности поверхности находят коэффициент k теплопередачи.

11. По уравнениям (125) и (127) определяют величины $\Delta t_{пр}$ и Δt , а по формуле (105) находят площадь H поверхности.

При полученной величине H тепловое напряжение не должно отличаться от принятого более чем на $1200 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч)}$. В случае выполнения этого условия переходят к проектированию поверхности.

Зная H , h_r и z определяют число петель змеевика

$$z_n = H / (2\pi d h_r z). \quad (130)$$

Эту величину округляют до целого числа. Естественно, что округление будет приводить к погрешности тем большей, чем меньше получается по расчету величина z_n . Устранить погрешность можно двумя путями:

изменить тепловосприятие Δi поверхности и повторить расчет, добиваясь приближения величины z_n к целому числу;

провести поверочный расчет поверхности после округления z_n и определить истинные значения i'' и θ'' .

По числу петель z_n в змеевике, количеству z труб в змеевике, принятом продольном шаге S_2 определяют глубину пакета по ходу газов

$$l = 2z_n(z - 1)S_2 + (2z_n - 1)d_{г6}, \quad (131)$$

где $d_{г6} = (3,8 \div 4) d$ — допускаемый диаметргиба труб, м.

Глубина пакета по условиям ремонта и обслуживания $l \leq 1,2 \div 1,5 \text{ м}$ (меньшие значения получаются у котлов СКД). Если l больше рекомендуемого значения, то необходимо уменьшить приращение энтальпии Δi рабочей среды, число труб в змеевике (увеличить ρw), диаметр труб d и увеличить скорость w_r газов (уменьшить S_1). Для перегревателей с $P \leq 10,8 \div 13,8 \text{ МПа}$ при малозольных топливах можно использовать лирообразные гибы труб (рис. 136).

В опускном газоходе методика расчета змеевиковых поверхностей такая же, как и в соединительном. Особенности расчета при этом следующие:

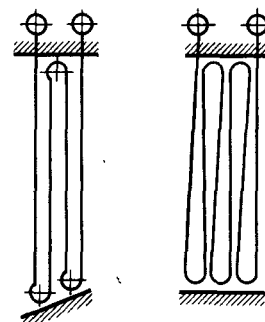


Рис. 136. Схемы змеевников с лирообразными гибом труб

компоновка труб может быть как шахматной, так и коридорной, что зависит от температур газов (см. табл. 15);

ориентация змеевиков к фронту котла (перпендикулярно или параллельно) принимается в зависимости от зольности и абразивных свойств минеральной части топлива;

движение нагреваемой среды, за исключением выходного пакета вторичного перегревателя, организуется по схеме противотока;

глубина b_r опускного газохода, радиационной шахты остается неизменной, ширина a_r .

Для получения меньшей неравномерности скоростей газов при повороте потока целесообразно, чтобы $b_r = (0,9 \div 1,1) h_r$.

Глубину газохода рассчитывают по формуле (81) с заменой h_0 на b_r . За температуру ϑ принимают среднее значение в первой по ходу газов поверхности, располагаемой в опускном газоходе.

Поддерживать скорость w_r газа на уровне, обеспечивающем достаточную интенсивность теплоотдачи, можно варьированием (в допускаемых пределах) поперечным шагом труб S_1/d (см. табл. 14). Скорость газов (вследствие снижения их температуры) по ходу поддерживается уменьшением шага S_1 .

Для интенсификации теплопередачи экономайзерные поверхности целесообразно выполнять из оребренных труб.

Приращение энтальпий в перегревателях высокого давления, располагаемых в опускном газоходе, то же, что в соединительном. Для промежуточного перегревателя с паро-паровым теплообменником приращение энтальпии в пакете, расположенном после ППТО, около 50 % общего тепловосприятия перегревателя низкого давления. Для экономайзеров энтальпия рабочего тела на выходе i'' берется по справочным данным.

При расположении змеевиков перпендикулярно фронту котла число труб в них

$$z = \frac{D_i}{0,785 \rho w d_{\text{вн}}^2} \frac{a_r}{S_1} \frac{k_2}{k_3 k_1}, \quad (132)$$

а число петель змеевика

$$z_n = H / (2 b_r \pi d z). \quad (133)$$

При расположении труб параллельно фронту котла

$$z = \frac{D_i}{0,785 \rho w d_{\text{вн}}^2} \frac{b_r}{S_1} \frac{k_2}{k_3 k_1} \quad (134)$$

и

$$z_n = \frac{H}{2 a_r \pi d z}. \quad (135)$$

В уравнениях (131)—(134) D_i — расход среды через рассчитываемую поверхность нагрева, кг/с.

Конструкторский расчет ТВП ведут исходя из допускаемых значений скорости w_r газа. Температуры газа (ϑ' , ϑ_{yx}) и воздуха

(t_{rv} , $t_{вп}$) заданы или их принимают. Размеры шахты (a_r и b_r) заданы на основании расчетов топки, перегревателей и экономайзера.

Принимают диаметр труб (d , $d_{\text{вн}}$), число потоков (z_n) и число ступеней подогрева воздуха. Расчет каждой ступени проводят отдельно. При двухступенчатом подогреве температура $t_{вп1}$ воздуха на выходе из первой ступени находится по уравнению (31).

Для выбранных значений $d_{\text{вн}}$ и w_r по выражению (93) определяют число z_{tr} труб. Принимая S_1 , получают число z_1 труб в первом ряду и число z_2 рядов труб по ходу воздуха:

$$z_1 = b_2 / S_1,$$

$$z_2 = z_{tr} / (z_1 z_n k_3),$$

где b_2 — ширина газохода по направлению движения воздуха (см. рис. 68).

Величина z_1 должна быть кратна числу кубов (секций) ТВП, а z_2 — целое число. При этом должно выполняться условие

$$S_2 (z_2 - 1) z_n + (z_n - 1) b = b_2,$$

где $b = 0,5 \div 0,6$ м — ширина перепускного воздуховода при многопоточной ($z_n \geq 2$) подаче воздуха.

Выполнение условий по z_1 , z_2 и b_2 достигается варьированием в допускаемых пределах величин S_1 , S_2 и w_r .

Принимают два-три значения скорости $w_{\text{в}}$ воздуха: $w_{\text{в}} = (0,4 \div 0,6) w_r$. По уравнению (94) находят высоту хода воздухоподогревателя

$$h_x = \frac{B_p V^0 \beta_{cp} (273 + t)}{w_{\text{в}} b_1 (1 - d/S_1) z_n 273}.$$

Число ходов ориентировочно принимают: $z_x = 3 \div 4$ (для второй ступени $z_x = 1$). Находят площадь H поверхности нагрева [см. уравнение (88)].

По формулам табл. 26 и 24 рассчитывают α_1 , α_2 и k , а по уравнениям (125) и (127) — температурные напоры $\Delta t_{\text{прт}}$ и Δt .

Определяют значение Q_t , строят (рис. 137) зависимости $Q_{б.г}(w_{\text{в}})$, $h_x(w_{\text{в}})$ и $Q_t(w_{\text{в}}, z_x)$ и находят истинные значения $w_{\text{в}}$ и z_x .

По условиям транспортировки и эксплуатации $h_x \leq 3,5$ м. При невыполнении этого условия целесообразно увеличить число

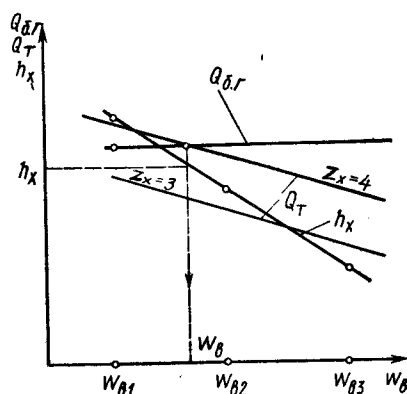


Рис. 137. Графическое определение скорости $w_{\text{в}}$ воздуха и высоты h_x хода для ТВП

потоков воздуха. Расстояние между ходами по высоте принимают равным 0,5—0,6 м.

Для унификации кубов оптимальным для двухступенчатого ТВП является вариант, когда высоты ходов первой и второй ступени равны между собой. Достигается это варьированием в допускаемых пределах величин w_r , $t_{гв}$, $t_{вп1}$ и $t_{вп}$.

На котле обычно устанавливают типовые воздухоподогреватели (см. табл. 16). Тогда при принятых значениях $t_{вп}$ и ϑ_{yx} проводится проверочный расчет отдельно для холодной и горячей частей воздухоподогревателя. Проверяются скорости газов и воздуха, температура горячего воздуха на выходе из РВП (см. табл. 17 или при двухступенчатой схеме подогрева $t_{вп1}$). Порядок расчета такой же, как на схеме рис. 134.

При конструкторском расчете РВП с диаметром ротора D_p , отличным от значений, приведенных в табл. 16—18, порядок расчета следующий.

Сначала определяется диаметр ротора РВП.

1. Принимают общее число секторов РВП: $z_c = 18$ или $z_c = 24$ и число воздухоподогревателей $z_{рвп}$.

2. Для холодной и горячей частей выбирают толщину δ_n листов и степень интенсифицирования набивки (k_n , C , A).

3. Выбирают скорость w_r газа и определяют площадь F_r для их прохода.

4. Принимают долю x_r сечения для прохода газов и из уравнения (90) находят диаметр D_p ротора. Коэффициент k_p при этом выбирают, а затем уточняют по формуле (89).

5. Определяют площадь для прохода воздуха и находят скорость w_b воздуха. Сравнивают w_b с рекомендуемыми значениями. Корректировку проводят изменением x_b , w_r и D_p .

Затем рассчитывают высоту горячей и холодной части РВП. Расчет проводят отдельно для горячей и холодной частей воздухоподогревателя. Присосы воздуха распределяют между ними поровну.

На выходе из горячей части (входе в холодную) температура ϑ_r'' газов должна быть такой, чтобы отсутствовала низкотемпературная коррозия поверхностей. Достигается это при температуре стенки

$$t_{ст} = \frac{x_r \alpha_1 \vartheta_r'' + x_b \alpha_2 t_r'}{x_r \alpha_1 + x_b \alpha_2} \geq t_p,$$

где α_1 и α_2 — средние коэффициенты теплоотдачи; ϑ_r'' и t_r' — соответственно температура газа на выходе из топki и воздуха на входе в горячую часть РВП; t_p — температура точки росы, определяемая по уравнению (32).

Из выражения (98) следует, что при расчете нужно предварительно задаться величиной t_r' . В качестве первого приближения можно принять

$$t_r' \approx 2t_p - \vartheta_r''.$$

При конструкторском расчете ширмы высота входного окна ширмы (см. рис. 125) $h_o = (0,7 \div 1,1) b_T$. Меньшие значения берутся для газа, мазута и котлов с Т-образной компоновкой.

Число ширм рассчитывают в зависимости от шага S_1 (см. табл. 14),

$$z_{ш} = (a_T/S_1 - 1) \kappa_3,$$

где κ_3 см. уравнение (83); a_T — ширина топki по фронту.

На основании принимаемых значений d , $d_{вн}$ и ρw число труб в ширме

$$z_{тр} = \frac{D_{ш} \kappa_2}{0,785 d_{вн}^2 \rho w z_{ш}},$$

где $D_{ш}$ — расход пара через ширмы, кг/с; κ_2 — число параллельно последовательных потоков по ширине газохода (обычно $\kappa_2 = 1$ или $\kappa_2 = 2$).

Глубину ширмы по ходу газов при выбранном продольном шаге S_2 (см. табл. 14) определяют в соответствии с принятой конструктивной схемой (см. рис. 55): рассчитывают по уравнению (87). Поверхность $H_{ш}$ находят по уравнениям (85) или (86).

Дальнейший расчет аналогичен поверочному, так как известны все геометрические характеристики и параметры по газам (ϑ_r' , I_r') и пару (t_r' , i_r') на входе.

При расчете может оказаться, что температура ϑ_r' газов за ширмой будет превышать значение, рекомендуемое табл. 13. Устранить это можно следующим образом:

увеличением числа труб в ширме при уменьшении в допускаемых пределах массовой скорости ρw ;

увеличением числа потоков до двух ($\kappa_2 = 2$), если до этого расчет велся при $\kappa_2 = 1$;

переходом на многопетлевую схему ширмы или установкой двух ступеней ширм;

увеличением высоты ширмы;

снижением температуры ϑ_r'' в конце топki.

§ 30. МАТЕРИАЛЫ. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛОВ

Материалы для элементов котлов выбирают в зависимости от условий работы, которые весьма разнообразны. Так, металл каркаса, несущего значительные весовые нагрузки, работает при температуре, ненамного превышающей комнатную температуру. Трубы воздухоподогревателя практически не испытывают механических усилий, но подвергаются воздействию повышенных температур и достаточно агрессивной газовой среды. В наиболее жестких условиях сочетания высоких температур и действия механических нагрузок находятся трубы и камеры перегревателей, паропроводов и неохлаждаемых элементов (подвесок, опор, креплений).

Для изготовления элементов котлов в настоящее время применяют различные стали: углеродистые и легированные. К углеродистым сталям относят стали, свойства которых в рабочих условиях определяются в основном содержащимся в них углеродом.

По содержанию углерода эти стали делят на низкоуглеродистые (до 0,25 % С), среднеуглеродистые (0,25 — 0,6 % С) и высокоуглеродистые (0,6—1,3 % С). Кроме железа и углерода в стали содержится марганец (до 0,8 %), кремний (до 0,4 %) и такие вредные примеси, как сера (до 0,05 %) и фосфор (до 0,04 %).

Свойства легированных сталей в рабочих условиях определяются содержащимися в них углеродом и другими элементами, специально введенными в состав. Различают три группы легированных сталей: низколегированные с суммарным содержанием легирующих добавок менее 2,5 %; среднелегированные с 2,5—10 % легирующих элементов и высоколегированные с содержанием легирующих элементов более 10 %. В зависимости от микроструктуры различают стали перлитного, мартенситного, мартенситно-ферритного, ферритного, аустенитно-мартенситного, аустенитно-ферритного и аустенитного классов. В котлостроении применяют стали двух классов: перлитного и аустенитного.

По назначению стали делят на конструкционные (углеродистые и низколегированные), инструментальные и высоколегированные. Из конструкционных сталей изготавливают металлоконструкции котлов. Высоколегированные стали используют для получения

элементов, работающих в агрессивных средах, повышенных температурах.

Работоспособность стали характеризуется такими свойствами, как прочность, пластичность, надежность и долговечность.

Прочность стали — ее способность воспринимать, не разрушаясь, различные нагрузки. Пластичность — способность необратимо изменять свою форму и размеры без разрушения под действием внешней нагрузки и сохранять эти изменения после снятия нагрузки. Надежность — свойство стали сохранять свои эксплуатационные свойства в течение требуемого промежутка времени. Долговечность — время, в течение которого сталь способна эксплуатироваться в соответствии с заданными техническими условиями.

Обычно используют следующие критерии оценки механических свойств.

Критерии прочности: временное сопротивление σ_b (МПа) — отношение наибольшей нагрузки, предшествующей разрушению образца, к площади его начального поперечного сечения; предел текучести (физический) σ_T (МПа) — отношение наименьшей нагрузки, при которой образец деформируется без заметного ее увеличения, к площади его начального поперечного сечения; условный предел текучести $\sigma_{0,2}$ (МПа) — отношение нагрузки, при которой остаточное удлинение составляет 0,2 % длины расчетного участка образца, к площади его начального поперечного сечения.

Критерии пластичности: относительное удлинение δ (%) — отношение приращения длины образца после разрыва (остаточное удлинение) к его начальной длине, выраженное в процентах; относительное сужение ψ (%) — отношение разности начальной площади поперечного сечения образца после разрыва к его начальной площади поперечного сечения.

Ударная вязкость (МДж/м²) оценивается работой удара, необходимой для деформации и разрушения призматического образца с расположенным посередине односторонним поперечным концентратором при испытании на ударный изгиб, отнесенной к площади поперечного сечения образца в основании концентратора. Твердость — способность стали противодействовать механическому проникновению (вдавливанию или царапанию) в нее посторонних тел.

Температура оказывает существенное влияние на механические свойства стали. С повышением температуры показатели прочности стали снижаются, а показатели пластичности возрастают. Характер изменения свойств определяется химическим составом и структурой стали. С понижением температуры пластичность и особенно ударная вязкость стали снижаются.

Для оценки работоспособности стали используют такие характеристики как жаропрочность, окалиностойкость, выносливость, коррозионная стойкость.

Жаропрочность — способность металлов выдерживать механические нагрузки без существенной деформации и разрушения при повышенной температуре. Основные критерии оценки жаропрочности (например, на срок 100 тыс. ч): предел длительной прочности $\sigma_{дл}$ — напряжение, при котором металл разрушается через 100 тыс. ч работы (испытания) при высокой (выше 450 °C) температуре; условный предел ползучести $\sigma_{п, \%}$ — напряжение, которое при рабочей температуре вызывает скорость ползучести металла $V_{п} = 10^{-5} \%/\text{ч}$, что соответствует 1 %-ной суммарной деформации за 100 тыс. ч или $V_{п} = 10^{-7} \text{ мм/ч}$. Окалиностойкость (жаростойкость) — характеризует способность стали сопротивляться окисляющему воздействию газовой среды или перегретого пара при температуре 500—800 °C и выше без заметного снижения ее механических свойств в течение расчетного срока службы. Критерием окалиностойкости служит удельная потеря массы при окислении металла за определенный период времени, например за 100 тыс. ч.

Сопротивление усталости — свойство материала противостоять процессу постепенного накопления повреждений материала под действием переменных напряжений, приводящему к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению. Критерием сопротивления усталости является предел ограниченной выносливости — максимальное по абсолютному значению напряжение цикла, соответствующее задаваемой циклической долговечности. Циклическая долговечность оценивается числом циклов напряжений или деформаций, выдержанных нагруженным объектом до образования усталостной трещины определенной протяженности или до усталостного разрушения.

Коррозионная стойкость — способность сталей противостоять коррозии. Критерием оценки служит масса материала, превращенного в продукты коррозии в единицу времени с единицы площади поверхности, находящейся во взаимодействии с агрессивной средой, или толщина разрушенного слоя в единицу времени.

Физико-химические и прочностные свойства сталей во многом определяются их химическим составом, т. е. присутствием в них легирующих элементов. Конкретное влияние каждого из них сводится к следующему.

Углерод увеличивает предел прочности, предел текучести стали, снижает ее пластичность и ударную вязкость. Кремний повышает прочностные и снижает пластические свойства, повышает жаростойкость (окалиностойкость) стали. Марганец влияет на прочность и прокаливаемость стали (увеличивает). Уменьшение пластичности стали наблюдается при содержании марганца более 1,5 %. В высоколегированных жаропрочных сталях марганец применяют для частичной замены дефицитного никеля. Алюминий используют для повышения жаропрочности и жаростойкости стали.

Сера и фосфор — вредные примеси. Сера способствует образованию трещин, а фосфор — резкому снижению ударной вязкости стали. Хром увеличивает прочность, прокаливаемость, сопротивление ползучести без снижения пластичности. При содержании хрома свыше 12 % сталь становится коррозионно-стойкой в атмосфере и во многих других промышленных средах. Никель — повышает прочность, пластичность, ударную вязкость и прокаливаемость, снижает температуру перехода в хрупкое состояние. Молибден делает аустенитную сталь более жаропрочной и коррозионно-стойкой в ряде высокоагрессивных сред. Титан и ниобий увеличивают прочность и жаропрочность сталей, а вольфрам — жаропрочность высоколегированных сталей.

Углеродистые стали обыкновенного качества имеют буквенно-цифровое обозначение, например Ст3: буквы Ст обозначают, что сталь, цифры 0—6 — условный номер марки в зависимости от химического состава и механических свойств. В обозначении углеродистой качественной стали (например 0,8; 10; 11 кп; 20 пс) цифры означают среднее содержание углерода в сотых долях процента, а буквы кп и пс — соответственно кипящую и полукипящую сталь. Спокойная сталь индекса не имеет. Сталь листовая углеродистая для котлостроения имеет те же обозначения, но с индексом К, например 12К, 15К, 18К, 20К, 22К.

Обозначение марок легированных сталей включает обозначение элементов и следующих за ним цифр. Цифры после букв указывают среднее содержание легирующих элементов в процентах, кроме элементов, присутствующих в стали в малых количествах. Цифры перед буквами обозначают среднее или максимальное содержание углерода в стали в сотых долях процента. В конце обозначения марок сталей, полученных специальными методами, дополнительно через тире ставят буквы, соответствующие способу изготовления: ВД — вакуумно-дуговой переплав; Ш — электрошлаковый переплав; ВИ — вакуумно-индукционная выплавка.

Химические элементы в марках стали обозначают следующими буквами: марганец Г; кремний С; хром Х; никель Н; молибден М; вольфрам В; ванадий Ф; титан Т; алюминий Ю; медь Д; ниобий В; кобальт К; бор Р; фосфор П; цирконий Ц; селен Е.

Расчет на прочность элементов котла проводится на основе принципа оценки прочности по допускаемым напряжениям с учетом конкретных условий работы металла (давления и температуры).

Для элементов котлов характерна работа под действием внутреннего давления рабочего тела в сложных температурных условиях (барабаны, коллектора, трубы поверхностей нагрева). При выполнении расчета этих элементов за расчетное давление, действующее со стороны рабочей среды на стенку, принимается давление p пара на выходе из котла, увеличенное на величину гидравлических потерь $\sum \Delta p$ и давления столба brq рабочего тела при номинальной нагрузке тракта от выходного коллектора

перегревателя до места расположения рассчитываемого элемента. Следовательно, расчетное давление

$$p' = p + \sum \Delta p + brq.$$

Если сумма гидравлического сопротивления и давления столба рабочей среды $\sum \Delta p + brq < 0,03p$, то в расчетах на прочность принимается $p' = p$.

Температура, при которой проводится расчет на прочность (расчетная температура), зависит от условий обогрева и охлаждения рассматриваемого элемента. Для необогреваемых элементов расчетная температура стенки принимается равной температуре рабочего тела. Для барабана — это температура насыщения, соответствующая давлению в барабане; для коллекторов, поверхностей нагрева и соединительных трубопроводов — это температура протекающего через них рабочего тела. Для обогреваемых элементов расчетную температуру $t_{ст}$ стенки (°C) определяют по зависимостям, приведенным ниже.

Барабан:

вынесенный из газохода или надежно изолированный
неизолированный, расположенный в конвективном
газоходе при температуре газов:

$$t_r \leq 600^\circ\text{C} \quad t_{н} + 1,2S + 10$$

$$600^\circ\text{C} < t_r \leq 900^\circ\text{C} \quad t_{н} + 2,5S + 20$$

неизолированный, подверженный облучению факела или горящего слоя топлива $t_{н} + 4S + 30$

Камера:

необогреваемая экономайзера и экранов, насыщенного пара, входная экономайзера прямооточного котла $t_{ср}$

необогреваемая (кроме входной) экономайзера прямооточного котла и перегревателя (кроме насыщенного пара) всех типов $t_{ср} + x \Delta t_p$

обогреваемая, содержащая жидкость или пароводяную смесь при температуре газов:

$$t_r \leq 600^\circ\text{C} \quad t_{ср} + S + 10 + x \Delta t_{раз}$$

$$\text{при } 600^\circ\text{C} < t_r \leq 900^\circ\text{C} \quad t_{ср} + S + 20 + x \Delta t_{раз}$$

Кипятильная труба в котле с естественной и принудительной циркуляцией при $p \leq 16$ МПа $t_{н} + 60$

Пароперегревательная труба:

конвективного перегревателя при $p \leq 2,5$ МПа и $t \leq 425^\circ\text{C}$ $t + 70$

при расположении пароперегревателя в зоне температур газов менее 650°C и отсутствии гидравлической разверки $t_{ср} + 50$

Экономайзерная труба котла:

с естественной и принудительной циркуляцией (не кипящего типа) $t_{н} + 30$

прямоточного конвективного экономайзера $t_{ср} + 30$

Здесь $t_{н}$ и $t_{ср}$ — температура рабочего тела при давлении насыщения и средняя, °C; t — температура перегретого пара, °C; S — толщина стенки трубы, мм.

Номинальное допускаемое напряжение, используемое в расчетах для определения минимальной толщины стенки или макси-

29. Номинальные допускаемые напряжения $[\sigma]$, МПа, жаропрочных и легированных сталей

Температура стали, °C	12XМ 12МХ	15XМ 12Х2МФБ	12Х1МФ	12Х2МФСР	15Х1М1Ф	12Х18Н12Т 12Х18Н10Т	09Х14Н19В2БР Х16Н14В2БР Х16Н16В2МБР
20	144	150	170	164	188	144	144
250	142	149	163	157	182	123	—
300	138	144	156	150	176	118	—
350	134	137	149	144	169	114	—
400	130	130	142	137	159	109	—
420	126	129	139	134	155	108	—
440	123	125	136	131	151	106	—
460	121	123	133	128	147	104	—
480	118	120	130	125	142	103	—
500	93	103	111	104	118	102	—
540	—	44	72	69	76	100	—
560	—	26	58	56	63	99	112
580	—	—	46	45	51	88	107
600	—	—	36	36	42	73	101
620	—	—	—	—	—	62	95
640	—	—	—	—	—	52	85
660	—	—	—	—	—	45	72
680	—	—	—	—	—	38	57
700	—	—	—	—	—	30	46

Примечание. Для промежуточных температур допускаемое напряжение определяется линейной интерполяцией ближайших значений с округлением до 0,5 МПа в меньшую сторону.

мально допускаемого давления, выбирают из следующих величин:

$$[\sigma] = \sigma_{\sigma}^t / n_{\sigma}; \quad [\sigma] = \sigma_{\tau}^t / n_{0,2}; \quad [\sigma] = \sigma_{дп}^t / n_{дп}; \quad [\sigma] = \sigma_{н. \%}^t / n_{н. \%},$$

где σ_{σ}^t , σ_{τ}^t , $\sigma_{дп}^t$ и $\sigma_{н. \%}^t$ — временное сопротивление, предел текучести, предел длительной прочности и ползучести при соответствующей температуре; n_{σ} , $n_{0,2}$, $n_{дп}$, $n_{н. \%}$ — соответствующие коэффициенты запаса прочности. Для углеродистой стали, работающей при $t \leq 400^\circ\text{C}$, и легированной стали, работающей при $t \leq 450^\circ\text{C}$, допускаемое напряжение принимают наименьшее из первых двух (временное сопротивление или предел текучести). При температуре $t > 400^\circ\text{C}$ для углеродистых, $t > 450^\circ\text{C}$ для легированных и $t > 525^\circ\text{C}$ для аустенитных сталей за допускаемое напряжение принимают наименьшее значение из последних трех. Допускаемые напряжения для наиболее употребляемых сталей в котлостроении приведены в табл. 29 и 30.

30. Номинальные допускаемые напряжения $[\sigma]$, МПа, углеродистых и марганцовистых сталей

Температура стенки, °С	ВСт2кп	ВСт3кп	ВСт2сп, ВСт2пс	ВСт3сп, ВСт3пс	10, 12К	15, 15К, 16К	20, 20К 18К	22К	16ГС 09Г2С	10Г2С1	16ГНМ 16ГНМА	15ГС
20	122	130	127	137	127	137	144	167	167	173	186	181
200	93	109	98	115	118	127	137	144	147	162	172	166
250	78	100	84	105	104	115	127	137	142	153	169	162
275	—	—	76	100	98	111	123	132	137	147	167	158
300	—	—	69	94	91	104	117	127	130	141	164	150
320	—	—	—	—	86	99	112	123	124	136	162	142
340	—	—	—	—	81	94	107	120	120	130	159	134
360	—	—	—	—	75	88	101	—	115	124	—	126
380	—	—	—	—	71	83	95	—	110	119	—	119
400	—	—	—	—	66	78	90	—	105	111	—	111
420	—	—	—	—	61	73	77	—	85	88	—	100
440	—	—	—	—	56	65	65	—	67	69	—	74
460	—	—	—	—	51	51	51	—	—	—	—	—
480	—	—	—	—	38	38	38	—	—	—	—	—
500	—	—	—	—	25	25	25	—	—	—	—	—

Номинальная толщина барабана или прямой круглой камеры

$$S = \frac{pD_n}{2\varphi\sigma_d + p} + C$$

или

$$S = \frac{pD_b}{2\varphi\sigma_d + p} + C,$$

где D_n и D_b — соответственно наружный и внутренний диаметр, мм; σ_d — допускаемое напряжение, МПа; φ — коэффициент прочности элемента, учитывающий ослабление барабана (камеры) продольными сварными швами и отверстиями; C — прибавка к расчетной толщине стенки.

Допускаемое напряжение, зависящее от марки стали и температуры, определяется по формуле

$$\sigma_d = \eta [\sigma],$$

где η — коэффициент, равный для необогреваемых элементов единице, а для обогреваемых 0,9.

Для барабана и камеры, ослабленных сварными соединениями, коэффициент прочности принимается:

$\varphi = 1$ для углеродистой стали, марганцовистой, хромомолибденовой или аустенитной стали;

$\varphi = 0,9$ для хромомолибденованадиевой и высокохромистой стали при электрошлаковой или ручной и автоматической сварке под флюсом при $t_{ст} \leq 510^\circ\text{C}$;

$\varphi = 0,7$ при ручной и автоматической сварке под флюсом при $t_{ст} \geq 530^\circ\text{C}$;

φ определяется линейной интерполяцией между указанными значениями при $510^\circ\text{C} < t_{ст} < 530^\circ\text{C}$.

Для труб и эллиптического днища, ослабленных одиночным укрепленным отверстием, коэффициент прочности определяется по одной из следующих формул:

если номинальным является внутренний диаметр D_n ,

$$\varphi = 2 \left[\frac{d}{\sqrt{(D_n + S)(S - C)}} + 1,75 \right]^{-1};$$

если номинальным является наружный диаметр D_n ,

$$\varphi = 2 \left[\frac{d}{\sqrt{(D_n - S)(S - C)}} + 1,75 \right]^{-1},$$

где S — толщина стенки, мм; C — прибавка к толщине стенки, мм.

Для труб и выпуклых днищ, ослабленных отверстиями, коэффициент прочности определяется по следующим формулам:

для продольного ряда отверстий или коридорного поля отверстий с одинаковым шагом t

$$\varphi = (t - d)/t;$$

для поперечного ряда отверстий или поля отверстий с одинаковым шагом t_1

$$\varphi = 2(t_1 - d)/t_1;$$

для шахматного равномерного поля отверстий (три коэффициента φ прочности) в продольном направлении при $t = 2a$; в поперечном направлении при $t_1 = 2b$; по диагонали

$$\varphi = \frac{1 - \frac{d}{a} \frac{1}{1 + \sqrt{1 + m^2}}}{\sqrt{1 - 0,75 \left(\frac{m^2}{1 + m^2} \right)^2}},$$

где $m = b/a$; a — минимальный шаг в продольном направлении, мм; b — минимальный шаг в поперечном направлении, мм.

Прибавку к толщине стенки C выбирают:

$C = 1$ мм при $S \leq 20$ мм;

$C = 0$ при $S > 20$ мм.

Номинальная толщина стенки труб и трубопроводов должна быть не менее, мм,

$$S = \frac{pD_n}{2\varphi[\sigma] + p} + C$$

при условии $(S - C)/D_n \leq 0,25$.

Для бесшовных труб $\varphi = 1$. Величина прибавки

$$C = SA/(1 + A),$$

где A — коэффициент, зависящий от минусового отклонения по толщине стенки трубы, приведен ниже.

Предельное минусовое отклонение, %	15	12,5	10	5
Коэффициент A	0,18	0,14	0,11	0,05

Номинальная толщина стенки эллиптического днища должна быть не менее

$$S = \frac{\rho D_B}{4\phi[\sigma]} \frac{D_B}{2h_B} + C,$$

где h_B — высота эллиптической части днища по внутренней поверхности, мм.

Формула верна при выполнении следующих условий:

$$h_B/D_B \geq 0,2; (S - C)/D_B \leq 0,1; d/D_B \leq 0,6,$$

где d — диаметр отверстия лаза, мм; прибавка $C = 0,04762S$, но она не должна быть менее 1 мм.

Толщина круглого днища без отверстий или с одним центральным отверстием

$$S_1 = \frac{k D_B}{k_0} \sqrt{\frac{\rho}{[\sigma]}},$$

где k — коэффициент, характеризующий тип днища, $k = 0,33 \div 0,54$; k_0 — коэффициент, учитывающий ослабление днища отверстием; для днища без отверстия $k_0 = 1$, для днища с отверстием $k_0 = 1 - 0,65d/D_B$ при $d/D_B < 0,35$ и $k_0 = 0,77$ при $0,35 < d/D_B \leq 0,75$.

Во всех случаях толщина днища должна быть не менее толщины цилиндрической части, вычисленной по формуле

$$S_0 = \rho D_B / (2[\sigma] - p).$$

§ 31. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГАЗОВОЗДУШНОГО ТРАКТА

Как уже отмечалось, в котлах с уравновешенной тягой воздушный тракт до топки находится под давлением, развиваемым дутьевым вентилятором, а газовый тракт от топки — под разрежением, создаваемым дымососом (рис. 138, кривая 2). В котлах под наддувом воздушный тракт и газоходы находятся под давлением (рис. 138, кривая 1).

При аэродинамическом расчете в зависимости от схемы газозвоздушного тракта определяют скорости среды в воздуховодах, газоходах, в расположенных в них поверхностях нагрева и в различном оборудовании тракта. Сопротивление воздушного и газового трактов котла зависит от скорости воздуха и газа и сопротивления отдельных участков. Оно определяет необходимые на-

пор H и мощность N (при заданном расходе среды) тягодутьевых машин: дутьевых вентиляторов и дымососов — в котлах с уравновешенной тягой и дутьевых вентиляторов — в котлах под наддувом. По величинам H , Q и N выбирают соответствующие тягодутьевые машины.

Сопротивление тракта состоит из следующих составляющих (условно):

сопротивления трения при течении в прямом канале постоянного сечения, а также при продольном омывании пучка труб;

местных сопротивлений, связанных с изменением формы канала, его сечения или направления движения;

сопротивления поперечного омываемых труб.

При определении потерь на трение используется зависимость, аналогичная (37).

Коэффициент λ сопротивления зависит от режима течения среды. Для ламинарного, переходного или турбулентного режима течения коэффициент λ принято определять по числу Рейнольдса

$$Re = wd/v,$$

где v — кинематическая вязкость. При турбулентном потоке ($Re > 2300$) величина λ зависит от шероховатости поверхности стен, омываемых потоком. Для каналов некруглого сечения вместо диаметра d трубы используется эквивалентный диаметр d_0 канала, определяемый по формулам:

для канала любого профиля

$$d_0 = 4F/\Pi;$$

для газохода прямоугольного сечения, заполненного продольно омываемым пучком труб,

$$d_0 = \frac{4(ab - \pi d_n z)}{2(a + b) + \pi d_n z},$$

где F — площадь сечения канала, m^2 ; Π — полный омываемый периметр, м; a и b — поперечные размеры газохода в свету, м; z — число труб в газоходе; d_n — наружный диаметр труб, м.

Местное сопротивление зависит от геометрии канала и определяется с помощью коэффициента ξ гидравлического сопротивления по формуле

$$\Delta p_m = 0,5 \xi \rho w^2.$$

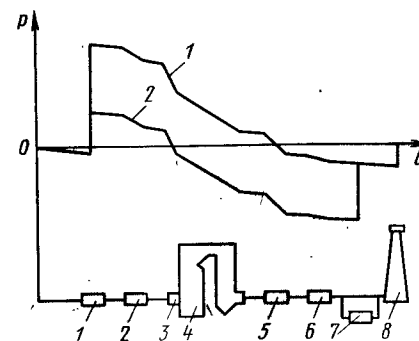


Рис. 138. Распределение статического давления в газозвоздушном тракте котла:

1 — под наддувом; 2 — с уравновешенной тягой; 1 — дутьевой вентилятор; 2 — воздухоподогреватель, мельница; 3 — горелка; 4 — котел; 5 — воздухоподогреватель; 6 — золоуловитель; 7 — дымосос; 8 — дымовая труба

Аналогичным образом находят потери давления при поперечном омывании пучков труб. Для учета типа и геометрических особенностей поверхности нагрева вводится поправочный коэффициент $\kappa_{\text{пн}}$:

$$\Delta p_{\text{м}} = 0,5 \xi \rho \omega^2 \kappa_{\text{пн}}.$$

Коэффициенты ξ и $\kappa_{\text{пн}}$ принимаются по рекомендациям нормативной литературы.

При определении необходимого полного напора, создаваемого тягодутьевыми машинами, кроме потерь давления учитывается естественная тяга. Сущность естественной тяги заключается в следующем. Газовый тракт котла заполнен продуктами сгорания, плотность которых меньше плотности атмосферного воздуха. В вертикально (или наклонно) расположенных каналах при движении среды вверх на нее дополнительно действует сила, зависящая от высоты Δh подъема среды и разности плотностей атмосферного воздуха $\rho_{\text{в}}$ на рассматриваемой высоте газоходов (или воздухопроводов горячего воздуха) и продуктов сгорания ρ . Эта сила может обеспечить подъемное движение среды — естественную тягу. В опускных газоходах необходим дополнительный напор для преодоления действия естественной тяги. Поэтому естественная тяга в подъемных и опускных газоходах

$$\Delta p_{\text{е}} = \pm g \Delta h (\rho_{\text{в}} - \rho) = \pm g \Delta h [\rho_{\text{в}} - (\rho_0)_{\text{г}} 273/T],$$

где Δh — высота подъема (или опускания) среды или перепад высот рассматриваемого участка, м; T — средняя температура газового или воздушного потока, К; $(\rho_0)_{\text{г}}$ — приведенная к нормальным условиям (273 К и 0,101 МПа) плотность продуктов сгорания, плотность атмосферного воздуха принимается при 20 °С и 0,101 МПа, $\rho_{\text{в}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

В горизонтальных газоходах действием естественной тяги пренебрегают.

Расчет потерь давления в газозоудушном тракте котла проводят в соответствии с методом аэродинамического расчета. Вначале определяют сопротивление каждого участка и элемента тракта. Расчет выполняют при средней скорости и температуре газа (воздуха) в рассматриваемом элементе с использованием зависимостей. Затем суммированием отдельных потерь определяют полные потери тракта.

Перепад полных давлений $(\Delta p_{\text{п}})_{\text{в}}$ в воздушном тракте

$$(\Delta p_{\text{п}})_{\text{в}} = \Delta p - \Delta p_{\text{е}} - p_{\text{т}}',$$

$$p_{\text{т}}' = p_{\text{т}}'' + \rho g \Delta h',$$

где Δp — суммарное сопротивление тракта от места забора воздуха из атмосферы (воздухозаборные окна) до входа в топку (выходное сечение горелок); $\Delta p_{\text{е}}$ — суммарная величина естественной тяги воздушного тракта; $p_{\text{т}}'$ и $p_{\text{т}}''$ — давление среды в топке на уровне горелок и на выходе из топки (обычно при-

нимают $p_{\text{т}}'' = -20 \text{ Па}$); ρ — средняя по высоте участка плотность продуктов сгорания, кг/м^3 ; $\Delta h'$ — разность отметок (высот) выхода продуктов сгорания из топки и ввода в нее воздуха, м.

По газовому тракту котла с уравновешенной тягой перепад полных давлений

$$(\Delta p_{\text{п}})_{\text{г}} = (\Delta p)_{\text{г}} (\rho_0)_{\text{г}} / 1,293 - (\Delta p_{\text{е}})_{\text{г}} + p_{\text{т}}'',$$

где $(\Delta p)_{\text{г}}$ — суммарное сопротивление участка газового тракта топка — выходное сечение дымовой трубы (без поправки на сжимаемость среды); $(\Delta p_{\text{е}})_{\text{г}}$ — суммарная естественная тяга указанного газового тракта, включая дымовую трубу.

В котлах под наддувом дутьевые вентиляторы выбирают исходя из полных перепадов давлений во всем газозоудушном тракте (от воздухозаборных окон до топки и от топки до выходного сечения дымовой трубы)

$$\Delta p_{\text{п}} = (\Delta p_{\text{п}} - \Delta p_{\text{е}})_{\text{в}} + (\Delta p_{\text{п}} - \Delta p_{\text{е}})_{\text{г}} - 0,95 \Delta h'.$$

Выбор тягодутьевых машин проводят по условиям их работы (температуре) и необходимым значениям производительности Q , полного развиваемого машиной напора H , мощности N и КПД.

Расчетная производительность тягодутьевой машины — это полный объемный расход V_i , $\text{м}^3/\text{с}$, воздуха или газа на участке тракта котла перед тягодутьевой машиной. С учетом коэффициента запаса производительность

$$Q = \beta_2 V_i / z,$$

где z — число тягодутьевых машин; β_2 — коэффициент запаса по производительности, в котлах паропроизводительностью $D > 20 \text{ т/ч}$ для дымососов и вентиляторов соответственно $\beta_2 = 1,15$ и $\beta_2 = 1,05 \div 1,1$.

Полный объемный расход воздуха через дутьевой вентилятор ($V_i = V_{\text{дв}}$) и газов через дымосос ($V_i = V_{\text{д}}$) соответственно

$$V_{\text{дв}} = B_{\text{р}} V^0 (\alpha_{\text{т}} - \Delta \alpha_{\text{т}} - \Delta \alpha_{\text{плу}} + \Delta \alpha_{\text{вп}}) (t_{\text{хв}} + 273) / 273$$

и

$$V_{\text{д}} = B_{\text{р}} [V_{\text{г}}^0 + (\alpha_{\text{д}} - 1) V^0] (\vartheta_{\text{д}} + 273) / 273,$$

где $B_{\text{р}}$ — расчетный расход топлива, кг/с ; V^0 — теоретически необходимое количество воздуха (при давлении 0,1013 МПа и 0 °С), $\text{м}^3/\text{кг}$; $V_{\text{г}}^0$ — теоретический объем продуктов сгорания (при давлении 0,1013 МПа и 0 °С) при избытке воздуха $\alpha = 1 \text{ м}^3/\text{кг}$; $\alpha_{\text{т}}$ и $\alpha_{\text{д}}$ — избытки воздуха соответственно в топке и перед дымососом; $\Delta \alpha_{\text{т}}$ и $\Delta \alpha_{\text{плу}}$ — присосы воздуха соответственно в топке и в системе пылеприготовления; $\Delta \alpha_{\text{вп}}$ — перетечка воздуха в воздухоподогревателе; $t_{\text{хв}}$ и $\vartheta_{\text{д}}$ — температура соответственно холодного воздуха и газов у дымососа, °С.

Требуемый полный напор тягодутьевой машины определяют с учетом коэффициента β_1 запаса по полному перепаду давлений в соответствующем тракте

$$H = \beta_1 \Delta p_{\text{п.}}$$

Для котлов паропроизводительностью $D > 20$ т/ч величина $\beta_1 = 1,15$ для дымососов и $\beta_1 = 1,2$ для вентиляторов.

Требуемая (установленная) мощность тягодутьевой машины с учетом коэффициента β_2 запаса мощности электродвигателя (обычно принимаемым $\beta_2 = 1,1$)

$$N_0 = 10^{-3} \beta_2 Q H / \eta_0.$$

где η_0 — эксплуатационный КПД тягодутьевой машины на расчетном режиме.

По полученным значениям Q , H и N выбирают соответствующий типоразмер тягодутьевой машины. По аэродинамической характеристике находят фактические условия работы машины (в том числе и η).

С каждым котлом с уравновешенной тягой производительностью выше 1 т/ч устанавливают вентиляторы и дымососы: как правило, два вентилятора и два дымососа (при наддуве два вентилятора). Для мощных котлов допускается установка трех-четырёх тягодутьевых машин одного наименования. Для котлов паропроизводительностью 950 т/ч и более применяют осевые дымососы, а свыше 1500 т/ч — также осевые вентиляторы. В остальных случаях устанавливают высокоэкономичные радиальные (центробежные) машины с сильнозагнутыми крыловидными лопатками.

§ 32. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

В барабанных котлах отвод теплоты от экранов топки осуществляется путем организации циркуляции воды в замкнутой гидравлической системе (контуре), состоящей из обогреваемых труб, объединенных сверху барабаном, а внизу коллектором (см. рис. 6). Непрерывное движение рабочей среды в контуре обеспечивается естественной циркуляцией, создаваемой движущим напором $S_{\text{дв}}$. Последний возникает в циркуляционном контуре в результате обогрева подъемных труб. Вода, заполняющая нижнюю часть контура (коллектор), с одной стороны, находится под напором $H_{\text{гр}}'$ столба воды высотой H в необогреваемой трубе, а с другой, — под давлением $H_{\text{п}} q$ столба пароводяной смеси, заполняющей обогреваемые трубы (при условии закипания воды в обогреваемой трубе).

Испарение воды и создание разности давлений (движущий напор) вызывают движение среды в контуре. Движущий напор

$$S_{\text{дв}} = H (\rho' - \rho_{\text{п}}) g. \quad (136)$$

При установившемся течении движущий напор уравновешивается суммой гидравлических сопротивлений, возникающих при движении рабочего тела в элементах гидравлического контура. Обычно общее сопротивление контура представляют в виде суммы сопротивлений Δp_0 опускных и $\Delta p_{\text{п}}$ подъемных труб контура. С учетом этого

$$S_{\text{дв}} = \Delta p_0 + \Delta p_{\text{п}}. \quad (137)$$

Разность движущего напора и сопротивления подъемных труб называют полезным напором циркуляции

$$S_{\text{п}} = S_{\text{дв}} - \Delta p_{\text{п}}. \quad (138)$$

Из сопоставления уравнений (137) и (138) следует, что

$$S_{\text{п}} = \Delta p_0. \quad (139)$$

Таким образом, полезный напор затрачивается на преодоление сопротивления в опускных трубах контура. Соотношение (139) называют основным уравнением циркуляции. Движение рабочей среды в циркуляционном контуре многократное, поскольку в процессе одного цикла прохождения по обогреваемым трубам вода испаряется частично и в барабан поступает пароводяная смесь. Процесс этот происходит непрерывно. Поскольку в барабан подается вода, а отводится пар в таком же количестве, то расход циркулирующей в контуре воды остается постоянным. Отношение массового расхода $G_{\text{в}}$ циркулирующей воды, кг/с, к расходу $G_{\text{п}}$ образующегося в контуре пара называют кратностью циркуляции.

Кратность циркуляции зависит от конструкции контура, давления, тепловой нагрузки обогреваемых труб и некоторых других факторов. В экранах котлов кратность циркуляции может изменяться в широких пределах от 4 до 30.

Выражение (136) получено в предположении, что подъемные трубы циркуляционного контура по всей высоте заполнены пароводяной смесью. В действительности развитое кипение воды начинается выше входа воды в обогреваемые трубы. В соответствии с этим подъемные трубы по высоте условно делят на два участка: экономайзерный H_0 и парообразующий $H_{\text{п}}$. Высота парообразующего участка

$$H_{\text{п}} = H - H_0.$$

Ее подставляют в уравнение (136) для определения движущего напора циркуляции. Высоту экономайзерного участка H_0 находят исходя из баланса теплоты: количества теплоты, которую необходимо передать в единицу времени воде для подогрева ее до кипения на экономайзерном участке, и количества теплоты, полученной за то же время трубами этого участка из топки.

Контур естественной циркуляции делят на простые и сложные. В простом контуре все звенья (барабан, опускные трубы, коллектор, подъемные трубы) включены последовательно, причем все подъемные трубы имеют одинаковые размеры (диаметр, длину),

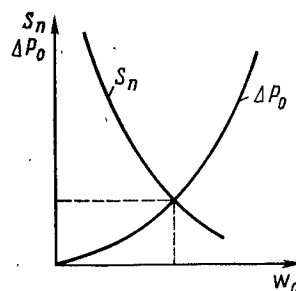


Рис. 139. Зависимости S_n и Δp_0 от w_0 в контуре естественной циркуляции

конфигурацию и условия обогрева. Сложный контур отличается различием геометрических характеристик и обогревов подъемных труб. Общими элементами такого контура являются опускные трубы.

Циркуляционный контур работает надежно, если обеспечено достаточное охлаждение всех обогреваемых труб, что полностью определяется условиями движения пароводяной смеси. Поэтому при расчете циркуляционного контура необходимо определить характеристики движения рабочего тела как в подъемных, так и в опускных трубах. Для проведе-

ния расчета необходимо знать все конструктивные размеры контура, количество теплоты, передаваемой обогреваемой трубе, энтальпии воды на выходе из экономайзера и др. Эти величины определяются тепловым расчетом котла, который предшествует расчету циркуляции.

Расчет естественной циркуляции при установившихся режимах базируется на использовании двух положений: равенстве массовых расходов воды и пароводяной смеси в опускной и подъемной части контура, а также сопротивлений в опускной части контура полезному напору:

$$\sum w_{\pi} \rho_{см} f_{\pi} = \sum w_0 \rho' f_0, \\ S_{\pi} = \Delta p_0.$$

где w_{π} и w_0 — средняя скорость соответственно в подъемных и опускных трубах, м/с; f_{π} и f_0 — площадь для прохода рабочего тела подъемных и опускных труб, м².

Решение этих уравнений может быть найдено с помощью ЭВМ, графоаналитического способа построением диаграммы циркуляции. Последний основан на том, что обе части основного уравнения циркуляции являются функцией скорости циркуляции $w_0/S_{\pi} = f(w_0)$ и $\Delta p_0 = f(w_0)$. С увеличением w_0 полезный напор в контуре циркуляции уменьшается. Сопротивление опускных труб растет пропорционально w_0^2 . Точка пересечения кривых $S_{\pi} = f(w_0)$ и $\Delta p_0 = f(w_0)$ (рис. 139) дает искомые значения w_0 , S_{π} и Δp_0 .

Для построения зависимостей $S_{\pi} = f(w_0)$ и $\Delta p_0 = f(w_0)$ задают несколько значений скорости w_0 циркуляции (обычно $w_0 = 0,5; 1,0; 1,5$ м/с). Затем последовательно рассчитывают гидравлическое сопротивление опускных труб, высоту экономайзерного участка, движущий напор циркуляции, сопротивление подъемных труб, полезный напор циркуляции. По найденной величине w_0 определяют расход циркулирующей воды через контур, полезный напор, кратность K циркуляции.

Целью расчетов является оценка надежности работы парообразующих труб, входящих в контур естественной циркуляции. Как правило, снижение надежности работы контура связано с нарушением нормального охлаждения парообразующих труб. Опасные явления в контуре — застой или опрокидывание циркуляции, образование свободного уровня.

Застой циркуляции возникает в контуре с парообразующими трубами, включенными в водяной объем барабана, т. е. ниже уровня в нем воды. Сущность его заключается в барботаже пара, поднимающегося вверх через столб воды, движущейся вверх или вниз в обогреваемых трубах с малой скоростью. Если полезный напор недостаточен для преодоления сопротивления опускных труб и подъема среды до внешней отметки подъемных труб, то в подводящей трубе образуется свободный уровень. Процесс перехода от подъемного движения в трубе к опускному происходит с изменением скорости (через нулевую скорость) и носит название опрокидывания.

Рассмотренные явления приводят к нарушению устойчивого отвода теплоты от внутренней стенки парообразующих труб. В результате создаются условия их перегрева. Возникновение застоя или образование свободного уровня обычно связано с тепловой и гидравлической неравномерностью работы параллельно включенных труб. Эти режимы имеют место в слабообогреваемых трубах, работающих параллельно с сильнообогреваемыми. Для их исключения следует ограничивать сопротивление опускных труб. Полезный напор подъемных труб не должен превышать следующих перепадов давлений в подъемных трубах: $S_{\pi.з}$ при застое; $S_{\pi.о}$ при опрокидывании. Их значения определяют в соответствии с рекомендациями.

Надежность циркуляции проверяют для труб контура с наименьшим обогревом по критериям надежности. Обычно вводится 10 %-ный запас. Для исключения застоя циркуляции должно выполняться неравенство

$$S_{\pi.з}/S_{\pi} > 1,1;$$

для исключения опрокидывания циркуляции

$$S_{\pi.о}/S_{\pi} > 1,1;$$

для исключения образования свободного уровня

$$(S_{\pi.з} - \Delta p_{в.у})/S_{\pi} > 1,1,$$

где $\Delta p_{в.у}$ — потери напора на подъем смеси выше уровня воды в барабане.

Одной из задач гидравлического расчета прямоточного котла является определение общего сопротивления его пароводяного тракта, состоящего из параллельно включенных прямоточных контуров, в которых движется пароводяная смесь и перегретый пар.

Расчет потерь проводится последовательно от выходной части к входной с использованием зависимости

$$\Delta p_k = \sum \Delta p_{эл} + \sum \Delta p_a + \Delta p_{ох} + \Delta p_p,$$

где $\sum \Delta p_{эл}$ — сумма перепадов давлений во всех элементах пароводяного тракта; $\sum \Delta p_a$ — сумма перепадов давлений в арматуре котла; $\Delta p_{ох}$ — потери давления в пароохладителе котла; Δp_p — перепад давлений в регулирующем питательном клапане котла.

Расчет выполняется для всех разнотипных контуров и тех однотипных, которые находятся в наихудших условиях по обогреву и конструктивным особенностям.

Потери давления в элементах определяют как сумму перепадов давлений на отдельных участках (ходах)

$$\Delta p_{эл} = \sum \Delta p_y.$$

Перепад давлений Δp_y , Па, на участке (ходе)

$$\Delta p_y = \Delta p_{ш} + \Delta p_{тр} + \Delta p_m \pm \Delta p_n + \Delta p_y,$$

где $\Delta p_{ш}$ — потери давления в дроссельных шайбах, Па.

Величины $\Delta p_{тр}$, Δp_m , Δp_n и Δp_y рассчитывают. При этом $\Delta p_{тр}$ и Δp_m экономайзерного испарительного и перегревателя участка для котлов докритического давления определяют отдельно. Расчет выполняют для номинальной и наименьшей гарантированной заводом-изготовителем нагрузок, а также для нагрузок при растопочных режимах.

Оценка надежности работы прямоточного котла проводится на основании его гидравлической характеристики $\Delta p = f(\rho w)$ — суммарной характеристики составляющих его элементов. Строят ее по зависимостям перепадов давлений в элементах от расхода среды. При многозначной гидравлической характеристике рассчитываемого контура определяют необходимое сопротивление и диаметр устанавливаемых для избежания нарушения устойчивости движения рабочей среды дроссельных шайб.

ГЛАВА 9. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА

§ 33. ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА

По условиям работы турбины отклонение температуры пара от номинального значения при переменной нагрузке допускается в пределах $-10^\circ\text{C} \leq t \leq +5^\circ\text{C}$. Для поддержания заданных параметров пара, а также для предупреждения перегрева труб перегревателя применяют регулирование температуры перегретого пара.

Условие поддержания постоянства температуры пара следует из уравнения теплового баланса котла, согласно которому

$$i = i_{пв} + Q_n^p \eta B / D. \quad (140)$$

При КПД котла $\eta = \text{const}$ и температуре питательной воды $t_{пв} = \text{const}$ температура перегрева достигается, если

$$Q_n^p B / D = \text{const}, \quad (141)$$

т. е. если отношение теплоты, вносимой с топливом $Q_n^p B$, к паропроизводительности D котла остается неизменным. Условие (141) при принятых ограничениях является необходимым и достаточным для поддержания температуры перегрева в прямоточных котлах.

В котлах с естественной циркуляцией пароводяной тракт разделен барабаном на экономайзерно-испарительную и перегревательную части. Количество пара, образующегося в испарительном контуре,

$$D = H_{л} q_9 / (i_n'' - i_{эк}''), \quad (142)$$

где $H_{л}$ — испарительная поверхность экранов, м^2 ; q_9 — теплонапряжение поверхности экранов, $\text{кВт}/\text{м}^2$; i_n'' и $i_{эк}''$ — энтальпии соответственно сухого насыщенного пара и воды на выходе из экономайзера, $\text{кДж}/\text{кг}$.

Энтальпия перегретого пара, $\text{кДж}/\text{кг}$,

$$i = i_n'' + H q / D, \quad (143)$$

где H и q — соответственно поверхность и теплонапряжение перегревателя.

Подставляя в уравнение (143) значение D из выражения (142), получим

$$i = i_n'' + (i_n' - i_{эк}') \frac{H q}{H_{л} q_9}. \quad (144)$$

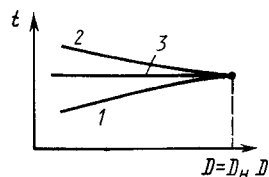


Рис. 140. Характеристика перегревателя $t(D)$

Так как отношение поверхностей $H/H_{\text{н}} = \text{const}$, то при неизменных $i_{\text{пв}}$, КПД энтальпия $i = \text{const}$, если

$$q/q_0 = \text{const}. \quad (145)$$

Выполнение условий (141) и (145) зависит от особенностей работы поверхностей нагрева котла. Если перегреватель является радиационным, то при снижении нагрузки температура на выходе у него будет возрастать. При постоянстве избытка воздуха теоретическая температура горения не меняется. Остаются практически постоянными излучательная способность факела и тепловая эффективность работы экранов. Температура ϑ_t газов на выходе из топки изменяется медленнее по сравнению с количеством пара, поступающего в перегреватель. В результате перепад энтальпий $\Delta i = i'' - i'$ растет. В конвективном перегревателе со снижением нагрузки тепловосприятие, наоборот, уменьшается, поскольку расход газов прямо пропорционален паропроизводительности и температурный напор падает.

Суммарная характеристика перегревателя (температуры t перегрева от паропроизводительности D) может быть конвективной 1, радиационной 2 или нейтральной 3 (рис. 140). Выполнение условия $t(D) = \text{const}$ (кривая 3) возможно лишь в тракте высокого давления прямоточных котлов. Характеристика $t(D)$ барабанных котлов является в общем случае конвективной несмотря на наличие потолочных перегревателей и ширм, а промежуточных перегревателей — чисто конвективной.

Следовательно, выполнение условий (141) и (145) возможно лишь в случае применения специальных средств поддержания постоянства температуры перегретого пара.

§ 34. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА

В случае применения поверхностных и впрыскивающих пароохладителей поверхность перегревателя рассчитывают на номинальной нагрузке с запасом того количества теплоты, которое снимается в регуляторе.

Поверхностный пароохладитель представляет собой теплообменник 1 несмешивающего типа (рис. 141). Устанавливают его в барабанных котлах с $p \leq 10,8$ МПа и включают по воде в магистраль до экономайзера 2. Проходя теплообменник 1, вода отбирает теплоту от пара. В результате $i''_{\text{п}} < i''_{\text{н}}$, а $i'_{\text{по}} > i'_{\text{но}}$. Из уравнения теплового баланса, кДж/кг,

$$D(i'_{\text{п}} - i''_{\text{п}}) = D(i'_{\text{вз}} - i_{\text{пв}})$$

следует, что величина регулирования, кДж/кг,

$$\Delta i_p = i'_{\text{п}} - i''_{\text{п}} = i'_{\text{вз}} - i_{\text{пв}}.$$

Суммарное значение Δi_p по котлу принимается равным 63—83 кДж/кг. Число регуляторов до двух. Один из регуляторов обязательно устанавливают перед выходным пакетом 4 перегревателя 3, 4. В этом случае он защищает выходные вилки от пережога и поддерживает заданное значение температуры пара на выходе.

В барабанных котлах высокого давления ($p = 13,8$ МПа) широкое распространение получили схемы регулирования пара впрыском собственного конденсата (рис. 142). После нагрева воды в экономайзере 8 и циркуляционном контуре 1 насыщенный пар из барабана 2 идет двумя потоками: в количестве $D_{\text{ку}}$ на установку 9 получения собственного конденсата и в количестве $D - D_{\text{в}}$ на нагрев пара в потолочном перегревателе 3 и в ширме 5. В установке 9 пар конденсируется при передаче теплоты питательной воде. В результате $i''_{\text{ку}} > i_{\text{пв}}$ и $i'_{\text{вз}} > i_{\text{пв}}$. Полученный конденсат с теплосодержанием $i_{\text{к}}$ в количестве $D_{\text{в1}}$ и $D_{\text{в2}}$ подается для регулирования температуры пара в паровой тракт котла перед «холодным» конвективным пакетом 7 ширмы и перед выходной ступенью 6. Остаток конденсата $D_{\text{ку}} - D_{\text{в1}} - D_{\text{в2}}$ насосом 4 перекачивается в барабан 2. Благодаря теплоте, полученной от пара питательной водой, $i'_{\text{вз}} > i_{\text{пв}}$.

Схема впрыскивающего пароохладителя приведена на рис. 143. Вода разбрызгивается форсункой — распылителем 1 внутри стальной рубашки 2, защищающей корпус 3 пароохладителя от попадания на него холодных капель. Защитный патрубок предохраняет корпус от возникновения трещин в месте соприкосновения с холодной трубой ввода конденсата. Длина корпуса пароохладителя составляет 4—5 м, что обеспечивает полное испарение капель влаги.

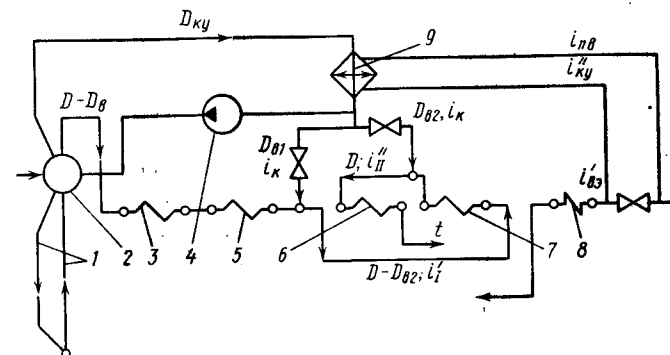


Рис. 142. Схема регулирования температуры перегрева с установкой получения собственного конденсата

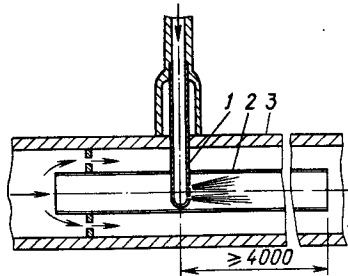


Рис. 143. Схема впрыскивающего пароохладителя

Обычно число впрыскивающих пароохладителей не превышает двух. Пароохладитель устанавливают перед выходной ступенью. При развитой радиационной поверхности перегревателя или при включении ширм после конвективного пакета впрыск воды делают перед ширмами или в рассечку между ними, если они выполнены по двухпоточной схеме.

При включении ширм в тракт после потолочного перегревателя первый впрыск может быть выполнен перед первой по ходу пара конвективной ступенью перегревателя, а второй — перед выходной.

Суммарное количество воды, идущей на впрыск, $D_v = (0,03 \div 0,05) D$. Перед выходной ступенью $D_v = (0,02 \div 0,03) D$. Конструкция пароохладителей должна быть рассчитана на возможность ввода конденсата в 1,5–2 раза выше расчетного. Возможны две схемы конденсатной установки: с постоянно действующим насосом перекачки лишнего количества конденсата в барабан или с системой регулирования расхода пара на установку путем изменения сопротивления регулирующих задвижек.

Значения Δi_p определяют по уравнениям теплового баланса впрыскивающих пароохладителей, кДж/кг,

$$D_{v1} i_k + (D - D_v) i_1' = (D - D_{v2}) i_1''; \\ \Delta i_{p1} = i_1' - i_1'' = D_{v1} (i_1' - i_k) / (D - D_{v2}); \quad (146)$$

$$D_{v2} i_k + (D - D_{v2}) i_{II}' = D i_{II}''; \\ \Delta i_{p2} = i_{II}' - i_{II}'' = D_{v2} (i_{II}' - i_k) / D, \quad (147)$$

где i_1' и i_1'' — энтальпии пара соответственно на входе и выходе из пароохладителя, кДж/кг.

Суммарное значение $\Delta i_p = \Delta i_{p1} + \Delta i_{p2} = 63 \div 83$ кДж/кг, меньшее значение принимается при наличии настенных радиационных перегревателей.

Теплота, полученная при конденсации пара, передается питательной воде. Энтальпия воды на входе в экономайзер $i_{вз}$, кДж/кг,

$$i_{вз}' = i_{пв} + D_{ку} (i_n'' - i_k) / D.$$

Значения i_n'' и i_k — энтальпии сухого насыщенного пара и воды на линии насыщения. При $D_{ку} = D_v$

$$i_{вз}' = i_{пв} - D_v (i_n'' - i_k) / D.$$

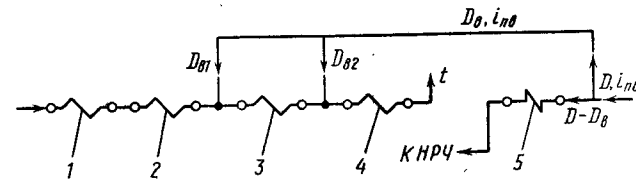


Рис. 144. Схема ввода впрысков пара в прямоточном котле

Суммарное количество теплоты, получаемой экономайзерным и испарительным участками экранов топki,

$$Q_{вз} + Q_s = D (i_n'' - i_{вз}') / B_p + (D_{ку} - D_v) (i_n'' - i_k) / B_p.$$

Впрыск в количестве $D_{v1} + D_{v2} = (0,05 \div 0,08) D$ применяется в прямоточных котлах в тракте высокого давления (рис. 144). Для впрыска берется питательная вода в количестве D_v перед экономайзером 5, так как в прямоточных котлах она глубоко обессолена. Число впрысков два, три. Для котлов с $p = 13,8$ МПа и СКД воду впрыскивают в количестве D_{v1} перед выходным пакетом 4 перегревателя и в количестве D_{v2} перед ширмами 3.

Температура пара t поддерживается постоянством соотношения тепловой нагрузки Q и паропроизводительности D . Пусть температура пара в выходном пакете перегревателя начинает расти. Увеличим величину впрыска пара D_{v2} (рис. 145). Температура пара t сначала уменьшится. Через все предвключенные поверхности 1 и 2 (см. рис. 144) расход среды снизится. При постоянстве теплоты, подводимой к предвключенным поверхностям 1 и 2, температура на выходе из них возрастет еще больше. Дальнейшее увеличение впрыска D_{v2} приведет к еще большему росту температуры t пара (см. рис. 145).

Впрыск воды в прямоточном котле следует рассматривать как способ уменьшения инерционности системы регулирования при основном способе регулирования, основанном на поддержании постоянства отношения Q/D . Следует отметить, что уменьшение впрыска ΔD_{v2} в выходной части перегревателя 4 (см. рис. 144) может оказывать воздействие на тепловосприятие радиационных поверхностей, так как расход среды в них будет меняться на величину ΔD_{v2} . Величину Δi_p в прямоточных котлах рассчитывают по уравнениям, аналогичным (146), (147), но вместо величины i_k берут энтальпию $i_{пв}$ питательной воды. Для поддержания температуры промежуточного пере-

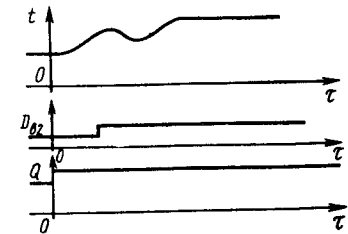


Рис. 145. Изменение температуры t перегрева пара во времени τ при возмущении по тепловому потоку Q и увеличении расхода $D_{вз}$ на впрыск

грева пара впрыск применяют очень редко, так как это приводит к снижению экономичности цикла ТЭС в среднем на 0,1 % на каждый процент впрыска пара. Объясняется это тем, что пар, образуемый из впрыскиваемой воды, не совершает работы в цилиндре высокого давления турбины.

Ввиду малой инерционности впрыскивающие охладители применяют на котлах и в качестве аварийных. Их устанавливают на выходе как из промежуточного перегревателя, так и перегревателя высокого давления.

§ 35. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПЕРЕГРЕВА ПАРА

Паро-паровой теплообменник (ППТО) нашел применение благодаря особенностям теплообмена в радиационных и конвективных поверхностях. Если перегреватель высокого давления имеет развитую радиационную поверхность, то температура в нем при уменьшении нагрузки котла будет расти. Получающийся избыток теплоты в тракте высокого давления передается промежуточному пару в паро-паровом теплообменнике.

Более распространенной является схема с регулированием байпасом 5 количества подаваемого в ППТО 3 вторичного пара (рис. 146). ППТО является частью поверхности нагрева пара промежуточного перегревателя 4, обеспечивающей на номинальном режиме прирост энтальпии до 160—170 кДж/кг. Размещается ППТО вне газового тракта. По тракту пара высокого давления ППТО включают после СРЧ 1 (или ВРЧ). Снижением температуры пара после теплообменника облегчаются условия работы металла труб ВРЧ 2 (или ширм при включении после ВРЧ). Данный способ регулирования применяют в прямоточных котлах при сжигании твердых топлив.

Рециркуляция продуктов сгорания в количестве r как средство регулирования температуры перегрева может быть осуществлена двумя путями: в активную зону горения в количестве r_n через горелки 2 или в верхнюю часть топки в количестве r_b — через специальные сопла-шлицы 3 (рис. 147). Отбор газов на рециркуляцию осуществляется дымососом 1 за экономайзером 7. Ввод газов рециркуляции в нижнюю часть топки увеличивает объем газов, снижает адиабатную температуру горения, а следовательно, интенсивность радиационного теплообмена, тепловосприятие топки и повышает температуру газов на выходе из котла. Все это усиливает теплообмен в конвективных поверхностях и повышает температуру пара.

Рециркуляцией газов можно не только поддерживать температуру перегрева

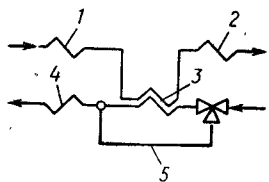


Рис. 146. Схема включения ППТО

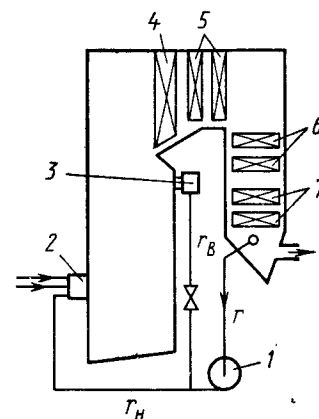


Рис. 147. Схема ввода газов рециркуляции в топку:

1 — дымосос рециркуляции; 2 — горелка; 3 — шлицы верхнего ввода газов; 4 — ширма; 5 — перегреватель; 6 — промежуточный перегреватель; 7 — экономайзер

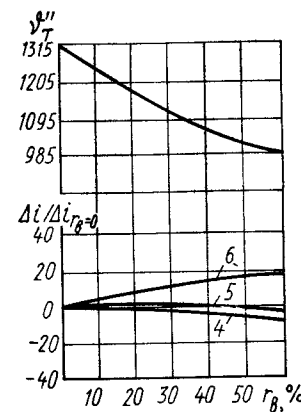


Рис. 148. Изменение температуры газов на выходе из топки θ'_g и относительного тепловосприятия $\Delta i / \Delta i_{r_b=0}$ поверхностей от количества газов r_b рециркуляции (позиции см. рис. 147)

на заданном уровне, но и улучшить работу наиболее теплонапряженных участков топки котлов — НРЧ. Нижняя рециркуляция газов получила широкое распространение на газомазутных котлах. Применение ее на котлах, работающих на твердом топливе, ограничено, так как с уменьшением температуры в активной зоне горения может ухудшиться его воспламенение. Целесообразность применения нижней рециркуляции для твердых топлив ограничена величиной $V^g > 40 \%$ и $Q_n^p > 14$ МДж/кг.

Ввод газов рециркуляции в количестве r_b в верхнюю часть топки не влияет на топочный режим, но ведет к снижению температуры газов θ'_g на выходе из топки (рис. 148). Объем дымовых газов и их скорость при этом возрастают. При уменьшении тепловосприятия ширм 4 (см. рис. 147) несколько увеличивается тепловосприятие в последующих поверхностях перегревателя (кривые 5 и 6, рис. 148). В итоге обеспечивается повышение температуры перегрева пара. Ввод рециркуляции в верхнюю часть топки позволяет облегчить температурные условия работы труб ширм.

Данный способ регулирования применяется при сжигании газа, мазута, твердых топлив, в основном как дополнительный в сочетании с ППТО (по промежуточному перегреву) и впрысками воды по тракту высокого давления.

Следует отметить, что рециркуляция газов в пылеугольных котлах обуславливает увеличение концентрации золы по газовому тракту и абразивное изнашивание поверхностей. Доля

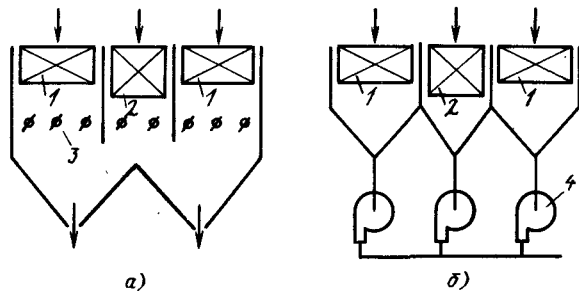


Рис. 149. Газовое регулирование:

а — шиберами; б — дымососом; 1 — промежуточный пароперегреватель; 2 — экономайзер; 3 — шиберы; 4 — дымосос

газов верхней рециркуляции для газомазутных котлов при номинальной нагрузке $r_v = 5 \div 8 \%$; нижней $r_n = 15 \%$. По условию устойчивого горения топлива $r_n \leq 60 \%$. Для твердых топлив $r_v = 10 \div 15 \%$, а $r_n = 5 \div 6 \%$.

К недостаткам метода регулирования с помощью рециркуляции газов следует отнести некоторое повышение температуры уходящих газов при снижении нагрузки, необходимость использования дополнительного оборудования и увеличенный расход электроэнергии на собственные нужды.

Байпасирование продуктов сгорания осуществляется с помощью регулирующих шиберов 3 (рис. 149, а) или регулирующих дымососов 4 (рис. 149, б). Опускной газоход котла разделен на части, в которых расположены промежуточные перегреватели 1 (один—два газохода) и экономайзер 2. При снижении нагрузки в крайние газоходы обеспечивается подача большей доли газа по сравнению со 100 %-ной нагрузкой котла. Это способствует поддержанию температуры перегрева на требуемом уровне. Недостаток метода — усложнение, а следовательно, повышение стоимости конструкции.

Регулирующая поверхность нагрева. Котлы, например, паропроизводительностью 640 и 670 т/ч, для регулирования температуры промежуточного перегрева оснащены регулируемыми (дополнительными) поверхностями нагрева, размещенными в опускном газоходе. Расход пара при номинальной нагрузке через них минимален или вообще отсутствует ($D_d = 0$, $Q_d = 0$). При снижении нагрузки пропуск пара через регулируемую поверхность увеличивается, а через байпас уменьшается. Благодаря получению дополнительного количества теплоты температура промежуточного перегрева поддерживается постоянной.

Регулирование температуры перегрева с помощью горелок и воздушного режима основано на том, что тепловосприятие топki определяется местоположением факела. Чем ниже относительный уровень расположения горелок по отношению к высоте топki, тем меньше температура θ_t газов на выходе и больше ее тепло-

восприятие. Изменить зону максимальных температур можно применением поворотных горелок или многоярусной их компоновкой (на пониженных нагрузках можно перейти на работу верхнего яруса горелок). Это позволяет регулировать температуру перегрева в пределах до 15°C . Рассмотренные способы являются вспомогательными. Их применяют в комбинации с другими способами регулирования.

Увеличением избытка воздуха в топке можно уменьшить тепловосприятие топki и передать часть теплоты, не воспринятой экранами, перегревателю. Однако такой способ нельзя признать экономичным ввиду роста потерь с уходящими газами и расхода электроэнергии на тягу и дутье.

Парогенератор АЭС — теплообменный аппарат рекуперативного типа — предназначен для производства пара. Нагрев теплоносителя, поступающего в парогенератор для передачи теплоты для получения пара, осуществляется в реакторе (при двухконтурной схеме АЭС) или в промежуточном теплообменнике (трехконтурная схема АЭС) от теплоносителя (жидкая или газообразная среда, используемая для осуществления процесса теплообмена) первого контура. В качестве теплоносителя используется вода, жидкие металлы или газ; соответственно различают парогенераторы с водяным, жидкометаллическим или газовым теплоносителями.

Увеличение температуры воды в реакторе достигается путем повышения ее давления (14÷16 МПа). Однако это приводит к усложнению и повышению стоимости всего тракта первого контура.

Жидкие металлы и газы не имеют ограничений по температуре на выходе из реактора. Благодаря высокой теплопроводности высокотемпературный нагрев жидких металлов достигается без интенсификации теплообмена. При использовании газа как теплоносителя требуются специальные меры по интенсификации теплообмена, например увеличение скорости газового потока. Однако это связано с повышением расхода электроэнергии на прокачку теплоносителя.

В парогенераторе АЭС, как и в котле, рабочее тело (вода) испаряется, а в некоторых технологических схемах перегревается. Парогенератор включает следующие элементы: экономайзер, испаритель и перегреватель.

В зависимости от способа организации движения рабочего тела в испарителе парогенераторы АЭС подобно паровым котлам классифицируют на парогенераторы с естественной циркуляцией, с многократной принудительной циркуляцией и прямоточные.

По числу корпусов, в которые заключена теплообменная поверхность, парогенераторы делят на корпусные и секционные (модульные). В первых вся теплообменная поверхность размещена в одном корпусе. Секционные парогенераторы состоят из нескольких соединенных параллельно по рабочему телу и тепло-

носителю теплообменников, имеющих общие системы регулирования расхода питательной воды и поддержания параметров рабочего тела.

Корпусные парогенераторы по расположению корпуса в пространстве классифицируют на горизонтальные и вертикальные.

§ 36. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ С ВОДЯНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

В настоящее время на АЭС с водо-водяными реакторами широкое распространение получили горизонтальные однокорпусные парогенераторы с естественной циркуляцией. Принципиальная конструктивная схема такого парогенератора показана на рис. 150. Основными элементами парогенератора являются: корпус 1 с патрубками 13 подвода питательной воды и 12 отвода пара; коллектора теплоносителя с подводящими и отводящими патрубками 7 и 6, трубная теплообменная поверхность 9, устройство сепарации влаги 2, коллектора 14 раздачи питательной воды, штуцера 5 продувок, 8 дренажей и 4 к уровнемерам.

Корпус парогенератора представляет собой цилиндрический сосуд, сваренный из отдельных обечаек с лазом 3. С обеих сторон

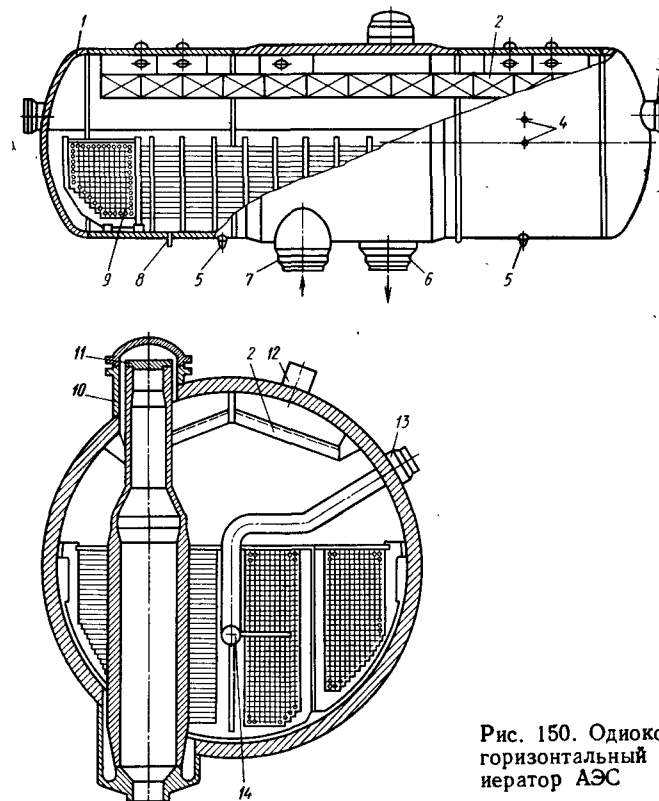


Рис. 150. Однокорпусный горизонтальный парогенератор АЭС

к нему приварены эллиптические днища с люками, предназначенными для проникновения внутрь парогенератора. Снизу к центральной части корпуса приварены входной и выходной коллектора. Коллектора расположены симметрично относительно вертикальной оси парогенератора на одинаковом от нее расстоянии в продольном и поперечном направлениях. К переходным кольцам коллектора приварены трубопроводы для подвода и отвода теплоносителя. В верхней части коллектора уплотняются съемными крышками 11, которые обеспечивают доступ к местам вальцовки труб теплообменной поверхности для ревизии и ремонтных работ. Для обслуживания коллекторов в верхней части центральной обечайки приварены два люка 10.

Приварка коллекторов к корпусу осуществляется в такой последовательности: к корпусу приваривается патрубок, а к патрубку — коллектор. Такое конструктивное решение ввода коллекторов в корпус парогенератора вызвано необходимостью устранить термические напряжения в сварном шве, которые имели бы место в случае непосредственной приварки коллектора к корпусу. Аналогичным образом выполняют узел ввода в корпус трубопровода питательной воды.

Поверхность теплообмена выполнена из U-образных змеевиковых труб, скомпонованных в два пучка, между которыми образуются вертикальные коридоры для обеспечения устойчивой циркуляции воды. Использование U-образных змеевиков вызвано как формой корпуса, так и необходимостью обеспечения самокомпенсации температурных удлинений труб теплообменного пучка. В таком исполнении трубы могут свободно перемещаться при нагреве от мест заделки в коллектор в обе стороны.

Трубы в теплообменных пучках размещены в шахматном порядке с шагом по высоте $S/d = 1,2$, а по ширине $S/d = 1,4$. Концы змеевиковых труб завальцованы на всю толщину стенки коллекторов с предварительной аргонодуговой сваркой их торцов с внутренней поверхностью коллекторов. Змеевики дистанционируются в трубном пучке с помощью волнообразных и плоских полос, закрепляемых в опорных конструкциях. В паровом пространстве парогенератора установлен жалюзийный сепаратор 2, представляющий собой набор пакетов из волнообразных пластин.

Нагретый в реакторе теплоноситель поступает во входной коллектор, а затем, протекая по трубкам теплообменной поверхности, охлаждается и, собираясь в выходном коллекторе, через циркуляционный трубопровод насосом снова подается в реактор. Весь теплообменный пучок труб расположен в объеме воды второго контура, верхний уровень которого находится несколько выше горизонтальной осевой плоскости парогенератора. Образующийся в межтрубном пространстве влажный пар поднимается вверх.

Для сушки пара используются две ступени сепарации. Первая — гравитационно-осадительная сепарация. Ее эффективность

определяется прежде всего паровой нагрузкой зеркала испарения или скоростью выхода пара с зеркала испарения. Для осуществления первичной сепарации в парогенераторе предусмотрен свободный объем между уровнем воды и жалюзийными сепараторами.

Жалюзийные сепараторы являются наилучшим типом устройств вторичной сепарации. Они работают в довольно широком диапазоне начальной влажности (до 20 %) и обеспечивают конечную влажность пара около 0,2 %. Эти сепараторы относятся к классу инерционных. Пароводная смесь, проходя между волнообразными пластинами, резко поворачивается, в результате чего капельки влаги под действием инерционных сил попадают на стенки и стекают вниз. Для выравнивания скоростей пара по всей площади жалюзийного сепаратора на выходе из него, как правило, устанавливают дополнительное сопротивление в виде листа с отверстиями диаметром 5—6 мм.

Характерной особенностью водо-водяных парогенераторов АЭС является наличие тепловой неравномерности объема. Появление ее связано с переменным температурным напором по длине труб теплообменной поверхности и неодинаковым расходом теплоносителя в трубах (ввиду различия сопротивления труб разной длины). Различие в тепловыделении приводит к неравномерности парообразования в пучке, а следовательно, к неравномерности скорости пара в отдельных частях парогенератора, повышению влажности пара. В конструкции парогенератора предусматривается ряд мер по борьбе с тепловой неравномерностью. Так, питательная вода, как более холодная по сравнению с внутрикорпусной, подается через систему раздающих труб на более горячую часть теплообменного пучка. Этим достигается частичное выравнивание нагрузки по сечению парогенератора. Кроме того, для выравнивания скорости выхода пара по поверхности зеркала испарения под уровнем воды располагают дырчатый лист с опущенными вниз бортами высотой около 200 мм, с площадью отверстий, составляющей примерно 5 % площади листа. Такой лист создает определенное гидравлическое сопротивление, благодаря чему под ним образуется паровая подушка, перераспределяющая пар по зеркалу испарения.

Циркуляция воды в рассматриваемом парогенераторе — естественная, т. е. имеется необогреваемый опускной участок и обогреваемый подъемный. Опускным участком в горизонтальном парогенераторе служит объем, расположенный между корпусом и трубным пучком.

Важным условием работы парогенератора является обеспечение его водного режима. В процессе образования пара солесодержание парогенераторной воды возрастает. Для исключения появления накипи на теплообменных трубах, приводящей к снижению эффективности их работы, в нижней части корпуса парогенератора предусмотрены штуцера для непрерывной продувки воды

(10 % паропроизводительности). Одновременно в объем парогенератора в таком же количестве вводится добавочная, более чистая, питательная вода. Смыв и удаление солей, выпавших в нерастворимый осадок в виде рыхлого дисперсного шлама, производится через штуцера периодической промывки.

Для контроля за уровнем воды в парогенераторе вдоль его боковой поверхности расположен ряд штуцеров-уровнемеров 4. Поддержание заданного уровня воды — одна из основных контрольных операций при эксплуатации парогенератора. Повышение уровня сверх допустимого вызывает повышение влажности пара, поступающего в турбину, а падение уровня может привести к снижению эффективности работы поверхности нагрева.

На парогенераторе имеется система воздушников, дренажных штуцеров. Воздушники, располагаемые в верхних точках как по первому, так и по второму контуру, необходимы для заполнения систем теплоносителем и питательной водой. Дренажные штуцера предназначены для опорожнения парогенератора.

Необходимость ремонта элементов парогенератора, относящихся к первому контуру, в основном связана с возможностью повреждения труб теплообменной поверхности, особенно мест их заделки в коллектор. Учитывая большое число труб, обеспечение плотности и прочности их соединения с коллекторами в основном и определяет надежность и безопасность эксплуатации парогенератора. Поскольку давление в первом контуре существенно выше, чем во втором, нарушение прочности и плотности крепления труб к коллектору или нарушение целостности самих труб приведет к резкому повышению радиоактивности во втором контуре. Доступ к поврежденным трубам со стороны второго контура в парогенераторе практически исключен ввиду большой плотности расположения труб в теплообменном пучке. Единственно возможной ремонтной операцией в этих условиях является отсоединение труб внутри коллекторов. Для этого у коллекторов в верхней части выполнены крышки, а в корпусе парогенератора — два люка.

Со стороны второго контура парогенератора имеются два лаза 3, расположенных на эллиптических днищах. Они позволяют осмотреть во время останова парогенератора жалюзийный сепаратор, внутреннюю поверхность корпуса; демонтировать дырчатый лист и осмотреть состояние поверхности трубок, дистанционирующих устройств; проверить наличие на трубках отложений и взять пробу для химического анализа. Кроме того, можно провести некоторые ремонтные работы.

Правильный выбор конструктивных материалов определяется не только требованиями безопасности эксплуатации парогенератора. Конструкционные материалы влияют на экономичность парогенератора в целом. От них зависят и массогабаритные характеристики, и, в определенной степени, возможность повышения единичной мощности парогенератора.

Для парогенераторов горизонтального типа в качестве материала корпуса широко использовалась известная углеродистая конструкционная сталь 22К, обладающая хорошими технологическими свойствами. Она хорошо поддается ковке, прокатке, штамповке, хорошо сваривается. Опыт эксплуатации парогенераторов показал и ее хорошие эксплуатационные качества. При повышении единичной мощности парогенератора использование этой стали связано с существенным утолщением стенок корпуса. Для снижения массогабаритных характеристик парогенератора может оказаться целесообразным применение более прочных низколегированных сталей перлитного класса.

В качестве материала для изготовления паропроводов, трубопроводов системы ввода и раздачи питательной воды, штуцеров системы продувок, дренажа и воздушников широко применяют сталь 20. Эта сталь обладает высокой пластичностью и, как показывает опыт эксплуатации котлов ТЭС, надежна в эксплуатации и при температурах до 450 °С.

Жалюзийный сепаратор и дистанционирующие элементы трубок поверхности теплообмена изготавливают из листовой стали аустенитного класса 12Х18Н10Т.

Жесткие нормы содержания продуктов коррозии в первом контуре обусловили изготовление всех элементов парогенератора, которые омывает теплоноситель, из коррозионностойкой стали 12Х18Н10Т. Вместе с тем следует учитывать, что аустенитные стали имеют значительно большую стоимость, чем перлитные, поэтому при изготовлении из них коллекторов и циркуляционных трубопроводов существенно повышается стоимость парогенераторов. Коллектора и трубопроводы первого контура целесообразно изготавливать из той же стали, что и корпус, но при этом плакировать внутреннюю поверхность сталью 12Х18Н10Т.

Опорная конструкция парогенератора представляет собой две двухъярусные роликовые опоры, которые обеспечивают перемещение парогенератора при термическом расширении циркуляционных трубопроводов в продольном и поперечном направлениях. Эти опоры допускают также небольшой поворот парогенератора, обеспечивают восприятие реактивного усилия в аварийной ситуации.

Опыт эксплуатации горизонтальных парогенераторов показал, что наряду с достаточно высоким качеством пара они обладают высокой надежностью, безопасностью работы. Поставляются они на АЭС собранными блоками. Однако по условиям транспортировки корпуса парогенератора ограничены, что в свою очередь определяет максимальную мощность отдельного парогенератора.

Вертикальная конструкция парогенератора позволяет обойти это ограничение. В основу этого типа парогенератора положена идея использования цилиндрических коллекторов вместо больших плоских трубных досок. Цилиндрические трубные доски, или кол-

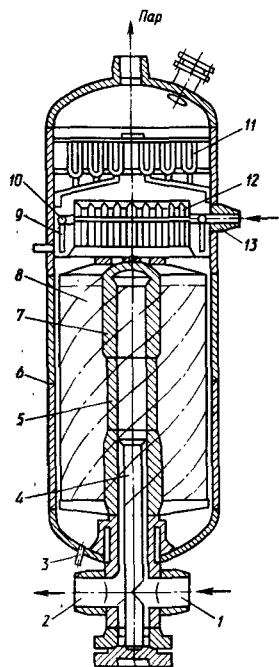


Рис. 151. Вертикальный парогенератор АЭС со спиралевидной поверхностью теплообмена

обечайку вместе с фланцем. На верхнем конце обечайки выполнено разъемное уплотнение, отделяющее раздающую и собирающую части коллектора. Теплообменный пучок представляет собой витую теплообменную поверхность, составленную из концентрических слоев спиральных труб. Концы труб ввальцованы в стенки коллектора в его раздающей и собирающей частях. Дистанционирование труб осуществляется с помощью вертикальных планок, расположенных между слоями и имеющих пазы с углом наклона, равным углу навивки трубок соответствующего слоя. Сваренные между собой дистанционирующие планки образуют жесткие ребра, передающие нагрузку от пучка на коллектор. Для организации контура естественной циркуляции между трубным пучком и корпусом помещен цилиндрический кожух, который крепится и фиксируется относительно оси парогенератора с помощью специальных ребер, смонтированных на коллекторе. На этом же кожухе расположены осевые центробежные сепараторы 12 первой ступени. Второй ступенью сепарации служат вертикальные жалюзийные сепараторы 11.

Питательная вода поступает в парогенератор через патрубок 13 в кольцевой коллектор 10, находящийся у центробежных сепара-

лктора, имеют относительно небольшую толщину стенки, вполне приемлемые массогабаритные характеристики.

На рис. 151 показана схема вертикального парогенератора с естественной циркуляцией, со спиралевидной поверхностью теплообмена.

Коллектор 7 теплоносителя расположен вдоль оси парогенератора и присоединен к корпусу 6 через переходной цилиндрический патрубок 5. Разделение потоков теплоносителя осуществляется с помощью внутриколлекторной обечайки 4. Теплоноситель, поступающий из входного патрубка 1 во внутриколлекторную обечайку, подается в раздающую верхнюю часть коллектора. Затем по системе труб теплообменной поверхности 8 входит в собирающую часть коллектора, заключенную между его стенкой и внутриколлекторной обечайкой, откуда через выходной патрубок 2 проходит в циркуляционный трубопровод.

Нижний конец обечайки крепится к фланцу. Таким образом, для получения доступа в коллектор при необходимости отсоединения трубок достаточно вывести из парогенератора внутриколлекторную

торов. Из кольцевого коллектора по системе отводящих труб 9 вода подводится к опускающему участку движения контура естественной циркуляции. Несколько выше ввода питательной воды в объем парогенератора располагается также кольцевой коллектор непрерывной продувки. Местоположение непрерывной продувки определяется областью повышенного солесодержания; отвода отсепарированной влаги из сепараторов. Периодическая продувка и дренирование парогенератора производятся через штуцер 3, расположенный на нижнем днище парогенератора.

Идея использования для изготовления поверхности нагрева труб спиральной формы привлекает к себе внимание следующим. Спиральные трубы отличаются самокомпенсацией температурных расширений. Благодаря возможности применения труб одинаковой длины обеспечивается равномерное распределение расходов теплоносителя по трубам. Кроме того, поверхность нагрева из спиральных труб обладает высокой компактностью, что способствует снижению металлоемкости парогенератора.

Однако изготовление поверхностей из спиральных труб связано с определенными трудностями. При одинаковой длине труб навивка каждого слоя теплообменной поверхности должна иметь разные углы подъема. В связи с этим и изготовление, и (особенно) сборка теплообменного пучка являются весьма трудоемкими процессами.

Поверхность теплообмена парогенератора может быть собрана из плоских ширм, что целесообразно с точки зрения возможности их параллельной сборки и сокращения цикла сборки парогенератора. Вместе с тем, и в этом случае обеспечение компенсации температурных расширений труб достигается усложнением их конфигурации. Можно, например, использовать ширмы из S-образных змеевиков. Достаточно сложно обеспечить одинаковую длину труб в ширмах.

Следует отметить, что вертикальная компоновка корпуса предпочтительна и для прямоточных парогенераторов.

§ 37. ПАРОГЕНЕРАТОРЫ С ЖИДКОМЕТАЛЛИЧЕСКИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Модульный тип парогенераторов с жидкометаллическим (натриевым) теплоносителем реализован на АЭС с реакторами на быстрых нейтронах БН-600. Процессы парообразования, перегрева и промежуточ-

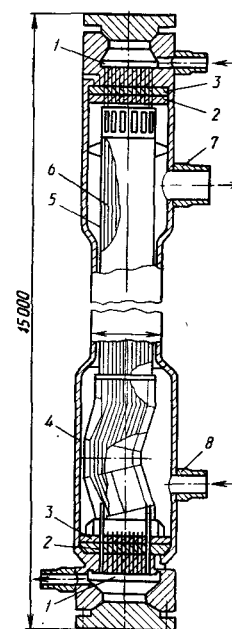


Рис. 152. Конструкция модуля парогенератора с жидкометаллическим теплоносителем

ного перегрева рабочего тела в них осуществляются в трех самостоятельных вертикальных теплообменниках (модулях). Три модуля образуют секцию, а восемь секций — прямоточный парогенератор. В блоке с реактором БН-600 установлено три таких парогенератора. Секции парогенераторов соединены параллельно по теплоносителю и рабочему телу. В каждой секции натрий поступает сначала в модули основного и промежуточного пароперегревателя, а затем в модули испарителя. Конструкция модулей одинакова. Теплообменная поверхность 6 выполнена в виде пучка прямых труб (рис. 152), ввальцованных в нижнюю и верхнюю трубные доски 1, натрий движется в межтрубном пространстве, продольно омывая трубы, рабочее тело (вода и пароводяная смесь в испарителе, пар — в основном и промежуточном перегревателях) — в трубах. Корпус модуля 4 отделен от потока натрия обечайкой трубного пучка 5. Последняя используется для защиты корпуса от воздействия возможных изменений температуры натрия. Трубные доски защищены плитами-вытеснителями 3 и изолирующими прокладками 2. Разница в температурных удлинениях корпуса и труб компенсируется с помощью сильфона, установленного на корпусе или изгибами труб. Снизу и сверху к корпусу приварены камеры для входа 8 и выхода 7 теплоносителя. Из входной камеры натрий поступает в трубный пучок через отверстия в обечайке, этим обеспечивается равномерное заполнение межтрубного пространства.

Аналогичным образом выполнен выход натрия из межтрубного пространства в выходной коллектор. Дистанционирование труб по высоте модуля осуществляется специальными решетками, устанавливаемыми с шагом, равным 1 м.

Корпус, камеры, трубы пучка основного и промежуточного перегревателя изготовлены из стали 12Х18Н9, а испарителя — из стали 12Х2М.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аэродинамический расчет котельных установок: Нормативный метод. М.: Энергия, 1973. 296 с.
2. Гидравлический расчет котельных агрегатов: Нормативный метод. М.: Энергия, 1978. 256 с.
3. Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт. Создание и освоение/Под ред. В. Е. Дорошука, В. Б. Рубина. М.: Энергия, 1979. Ч. 1. С. 3—285.
4. Лелеев Н. С., Ковалев А. П., Виленский Т. В. Парогенераторы. М.: Энергия, 1984. 376 с.
5. Энергетические топлива СССР: Справочник/И. Н. Матвеева, Н. В. Новицкий и др. М.: Энергия, 1979. 125 с.
6. Мейкляр М. В. Современные котельные агрегаты ТКЗ. М.: Энергия, 1978. 270 с.
7. Никитина И. К. Справочник по трубопроводам тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1983. 176 с.
8. Рассохин Н. Г. Парогенераторные установки атомных электрических станций. М.: Атомиздат, 1980. 385 с.
9. Резников М. И., Липов Ю. М. Паровые котлы тепловых электростанций, М.: Энергоиздат, 1981. 240 с.
10. Сидельковский Л. Н., Юренев В. Н. Парогенераторы промышленных предприятий. М.: Энергия, 1978. 336 с.
11. Смирнов Г. М. Трубопроводы тепловых электростанций. М.: Энергия, 1977. 96 с.
12. Хэмаля Д. М., Каган Я. А. Теория горения и топочные устройства. М.: Энергия, 1976. 376 с.

СОКРАЩЕНИЯ

АШ — антрацитовый штыб;
Б — бурый уголь;
БОУ — блочная обессоливающая установка;
ВРЧ — верхняя радиационная часть;
Г — газообразное топливо;
ЖШУ — жидкое шлакоудаление;
К — каменный уголь;
КЭС — конденсационная электростанция;
М — мазут;
ММ — молотковая мельница;
НРЧ — нижняя радиационная часть;
ПА — полуантрацит;
ПВД — подогреватель высокого давления;
ПНД — подогреватель низкого давления;
ПСБУ — пускосбросное устройство;
РВП — регенеративный воздухоподогреватель;
РОУ — редуционно-охладительная установка;
СМ — среднеходная мельница;
СРЧ — средняя радиационная часть;
СС — слабоспекающийся каменный уголь;
Т — торф;
ТШУ — твердое шлакоудаление;
ТЭС — тепловая электростанция;
ТЭЦ — теплоэлектроцентраль;
ЦВД — цилиндр высокого давления;
ШБМ — шаровая барабанная мельница.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Абразивность топлива 26
 Антрацит 26, 27
 Арматура 116
 — запорная 123
 — обратная 123
 — предохранительная 123
 — регулирующая 123
 Атомная электростанция 4
 Аэродинамический расчет газозвоздушного тракта 228

Б

Байпасирование продуктов сгорания 244
 Баланс котла 35
 Балласт топлива 21, 23
 Барабан котла 9, 14
 Бункер пыли 8
 — сырого топлива 8, 46
 Бурый уголь 26

В

Вентилятор 5, 133
 — дутьевой 8, 10, 134
 — мельничный 134
 — осевой 135
 — радиальный 135
 Вибрационный способ очистки 142
 Влажность топлива 25, 113
 Вода котловая 157
 — питательная 5, 12, 14
 Водный режим котла 152
 Водно-водяной энергетический реактор 247
 Водяная обмывка экранов 141
 Водяной пар 33
 Воздух 8, 41
 — вторичный 10, 61, 132
 — первичный 10, 33, 60, 132
 Воздухоподогреватель 10, 106, 132
 — двухпоточный 108
 — каскадный 115
 — многопоточный 108
 — однопоточный 108
 — регенеративный 10, 109
 — рекуперативный (трубчатый) 10, 107
 Впрыск воды 20, 241
 — собственного конденсата 239
 Выход летучих 24, 60, 113

Г

Газовое хозяйство 85
 Газовоздушный тракт котла 132
 Газообразное топливо 28
 Газоход 18, 103, 230
 Газы 47, 69
 — дымовые 132
 Газы топочные 47
 Гарнитура котла 127
 Гидравлическая неравномерность 170
 Гидравлическая характеристика контура 166
 Гидразин 153
 Гидродинамика пароводяного тракта 163
 Гидродинамический расчет котла 232
 Горелка 18, 59
 — вихревая 63
 — газомазутная 80
 — комбинированная 83
 — плоскофакельная 66
 — прямоточная 62
 — двойная 61
 Горение топлива 22, 30
 Горючие составляющие топлива 21

Д

Движущий напор естественной циркуляции 233
Деаэратор 5
Дегазация питательной воды 5
Дробевая очистка труб 143
Дубль-блок 6, 7
Дымовая труба 11, 132
Дымогарная труба котла 16
Дымосос 8, 133

Е

Естественная тяга 11
— циркуляция 8

Ж

Жалюзийный сепаратор 160, 249
Жаровая труба 16
Жидкое топливо 24, 27
Жидкометаллический теплоноситель 253

З

Застой циркуляции 235
Зола 5, 8, 22
— летучая 22
Золовой износ 103
Золоулавливающие устройства 145
Золошлакоудаление 11

И

Избыток воздуха 34
Испарительные поверхности нагрева 9

К

Каменный уголь 26
Каркас котла 11, 128
Клапан 122
Клапан-мигалка 149
Коллектор 9, 14, 89
Компенсатор 120
Компоновка котла 173
Конвективная шахта 17
Конденсационная электростанция 4
Контур циркуляции 14, 232
Коррозия 113, 153
Котел 4, 8
— барабанный 8, 11, 14
— газоплотный 11
— с естественной циркуляцией 13, 14
— с наддувом 11
— с принудительной циркуляцией 13
— прямоточный 11
— Рамзина 20
Котельная установка 4, 8
Котельный пучок 9
Коэффициент загрязнения 179
— избытка воздуха 32
— размоловоспособности 26
— теплового излучения топki 180
— тепловой эффективности экранов 179
— теплоотдачи 204

— теплопередачи 202
— теплопроводности 205
КПД котла 35
Кратность циркуляции 233

Л

Ленточная навивка Рамзина 89
Ленточный конвейер 46
Лопастные питатели пыли 55
Лучевоспринимающая поверхность нагрева 177

М

Мазут 25, 28, 84
Мазутная форсунка 60
Массовая скорость движения рабочего тела 164
Мельница-вентилятор 47, 52
Мельница молотковая 47, 51
— среднеходная 47, 54
— углеразмольная 47
— шаровая барабанная 47, 53

Н

Набивка РВП 110
Наддув 11

О

Обдувка труб топочных экранов 139
Обдувочный аппарат 140
Обессоливание питательной воды 152
Обмуровка котла 11, 125, 126
Объем топki 176
Опора трубопровода 118
Опрокидывание циркуляции 235
Опускная труба 14
Очистка поверхностей нагрева 138

П

Панели экранов топki 90
— — — вертикальные 91
— — — горизонтально-подъемные 90
— — — подъемные 90
Пар 5, 155
Пароводяной тракт котла 163
Парогенераторы АЭС 246
Пароохладитель 238
— впрыскивающий 238, 239
— поверхностный 238
Паро-паровой теплообменник 242
Паропровод 12
Паропроизводительность котла 12
Перегреватель 10, 11, 94
— конвективный 10, 98
— промежуточный 6, 7, 100
— радиационный 10
— ширмовый 10, 18, 94, 101
Плавкость золы 22
Поверочный тепловой расчет поверхностей нагрева 209
Поверхность нагрева 8, 11
— — конвективная 9, 198
— — полурадационная 9, 198

— — радиационная 9

Подвеска трубопроводная 118

Позонный расчет топки 193

Полезно используемая теплота топлива 35

Полезный напор циркуляции 235

Полуантрацит 27

Потери давления 166

Потери теплоты с жидким шлакоудалением 37, 38

— — в окружающую среду 37, 38

— — с уходящими газами 36, 37

— — с химическим и механическим недожогом 37

Присосы воздуха 32

Продувка котла 153, 157

Продукты сгорания 8, 11, 30, 33

Промывка пара 159

Пылелепитатель 56

— скребковый 57

— тарельчатый 58

— шнековый 56

Р

Рабочее тело 5, 163

Разверка тепловая 169

Распыливание мазута 83

Расчет на прочность элементов котла 220

Регулирование температуры перегрева пара 237

Рециркуляция продуктов сгорания 242

С

Сепарация пара 158

Система пылеприготовления 45, 46

— — индивидуальная 47

— — центральная 46

Скорость воздуха 109

— газа 194

— пароводяной смеси 165

— продуктов сгорания 105

Скруббер 148

Содержание котловой воды 157

Состав и масса топлива 23

Структура потока пароводяной смеси 163

Ступенчатое испарение 157

Сушка пара 159

Т

Твердое топливо 26

Температура газов на выходе из топki 192

Тепловая схема котла 174

— мощность топki 67

Тепловое напряжение зоны активного горения 68

— — объема топki 69

— — сечения топki 67

— — яруса горелок 67

Тепловой баланс котла 35

Теплоноситель 247, 253

Теплота сгорания топлива 21, 25

— — — высшая 21, 25

— — — низшая 21, 25

Температурный напор 208

Толщина эллиптического днища 228

— цилиндрической стенки 227

Топка 17, 20, 41

— газомазутная 80

— с жидким шлакоудалением 73

— камерная 59, 67

— с кипящим слоем 41, 44

— с неподвижным слоем 42

— слоевая 41

— с твердым шлакоудалением 69

Топливо 8

—, пересчет с одной массы на другую 24

—, приведенные характеристики 25

—, расход 42

—, элементарный химический состав 28

Торф 26

Трубный пучок 16

— — коридорный 207

— — шахматный 207

Трубопровод 116

Тягодутьевая машина 132, 133

У

Уголь 5

Угольная пыль 5

Уравнение теплового баланса 240

Условная вязкость топлива 27

Условное топливо 25

Ф

Фестон 9

Фосфатирование воды 155

Ц

Циклон 5

— батарейный 146

— внутрибарабанный 161

— выносной 162

Циркуляция 14, 249

— естественная 14, 234

— принудительная 11

Ш

Шахматное расположение труб 108

Шлак 8, 22, 149

Шлакоудаление 149

— жидкое 22, 67

— твердое 67, 69

Э

Экономайзер 9, 11, 102

Экран 9, 11, 14, 86

Экранирование топki 16

Электрофильтр 148

Энтальпия продуктов сгорания 34

— рабочего тела 36

Предисловие	3
Введение	4
Глава 1. Развитие конструкций котлов	8
§ 1. Схема котельной установки. Типы котлов и их основные характеристики	8
§ 2. Барабанные котлы	14
§ 3. Прямоточные котлы	18
Глава 2. Топливо. Продукты сгорания. Тепловой баланс котла	21
§ 4. Классификация топлива и его характеристика	21
§ 5. Объемы и энтальпии продуктов сгорания и воздуха	30
§ 6. Тепловой баланс котла	35
Глава 3. Способы сжигания. Конструкции топочных и горелочных устройств	41
§ 7. Слоевой способ сжигания. Слоевые топки	41
§ 8. Камерный способ сжигания топлива. Подготовка твердого топлива к сжиганию	45
§ 9. Камерные пылеугольные топки	59
§ 10. Газомазутные топки	80
Глава 4. Конструкции элементов котла	86
§ 11. Экраны топок	86
§ 12. Перегреватели	94
§ 13. Экономайзеры	102
§ 14. Воздухоподогреватели	106
§ 15. Трубопроводы и арматура	116
§ 16. Обмуровка и гарнитура котла	125
§ 17. Каркас котла	128
Глава 5. Вспомогательные устройства котлов и их компоновка	132
§ 18. Газовоздушный тракт котла. Тягодутьевые установки	132
§ 19. Очистка поверхностей нагрева	138
§ 20. Оборудование золоулавливания, золо-, шлакоудаления	144
Глава 6. Методы получения чистого пара и гидродинамика котлов	152
§ 21. Водный режим котлов	152
§ 22. Получение чистого пара. Внутрибарабанные устройства	155
§ 23. Гидродинамика пароводяного тракта	163
Глава 7. Тепловой расчет поверхностей нагрева	173
§ 24. Компоновка, тепловая схема и задачи теплового расчета	174
§ 25. Расчет топочных устройств	176
§ 26. Теплообмен в топке	178
§ 27. Размеры поверхностей нагрева. Скорости газов и рабочего тела	194

§ 28. Полурadiaционные и конвективные поверхности нагрева	198
§ 29. Порядок расчета поверхностей нагрева	209
Глава 8. Основы прочностного, аэродинамического и гидравлического расчетов	220
§ 30. Материалы. Расчеты на прочность элементов котла	220
§ 31. Аэродинамический расчет газовоздушного тракта	228
§ 32. Гидродинамический расчет	232
Глава 9. Способы регулирования температуры пара	237
§ 33. Основы организации регулирования температуры пара	237
§ 34. Регулирование температуры перегретого пара	238
§ 35. Регулирование температуры промежуточного перегрева пара	242
Глава 10. Парогенераторы АЭС	246
§ 36. Парогенераторы с водяным теплоносителем	247
§ 37. Парогенераторы с жидкометаллическим теплоносителем	253
Список литературы	255
Сокращения	256
Предметный указатель	256